

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicant: Wataru ISHIMARU  
Title: GEAR CHANGE-SPEED UNIT FOR  
AUTOMATIC TRANSMISSION  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 07/16/2003  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

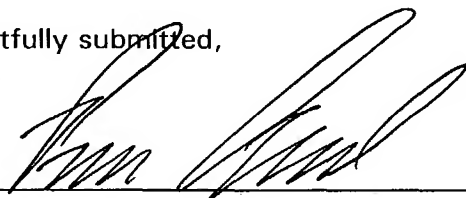
Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-207242 filed 07/16/2002.

Respectfully submitted,

By 

Date July 16, 2003

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月16日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-207242

[ST.10/C]:

[JP2002-207242]

出 願 人

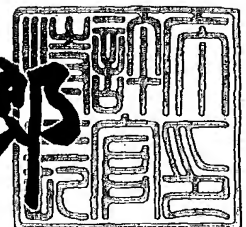
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3027526

【書類名】 特許願

【整理番号】 20020019

【提出日】 平成14年 7月16日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 3/44

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【請求項の数】 14

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

【氏名】 石丸 航

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 動力源からの回転を入力される入力部と、

この入力部に同軸に配置された出力部と、

これら入出力部間に多数の伝動経路を提供可能な3個の遊星歯車組と、

これら3個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの1つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な3つのクラッチおよび2つのブレーキとを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

前記3個の遊星歯車組のうち1個の遊星歯車組は、前記入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

残りの2個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を2個のサンギヤと、これら2個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記2個のサンギヤ間より回転を入出力可能なキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組を1個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成るシングルピニオン型遊星歯車組とし、

前記3個の遊星歯車組を前記入力部の側から、減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に並置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項2】 請求項1記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記3つのクラッチのうち、減速用遊星歯車組からの出力回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組に振り分けるための第1および第2クラッチを、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組よりも前記シングルピニオン型遊星歯車組寄りに配置したことを特徴とする自動変速機用

歯車変速装置。

【請求項3】 請求項2記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第1および第2クラッチのクラッチピストンを、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組から遠い前記シングルピニオン型遊星歯車組の側に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項4】 請求項3記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記3つのクラッチのうち、前記入力部の回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組に直接入力するための第3クラッチを、前記減速用遊星歯車組の外周に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項5】 請求項4記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第3クラッチのクラッチピストンを、シングルピニオン型遊星歯車組に近い減速用遊星歯車組の側に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項6】 請求項1乃至5のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、変速機の出力歯車を前記減速用遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組間に配置して変速機ケースに回転自在に支持し、該支持のために変速機ケースに設けた出力歯車支持壁に前記第1、第2クラッチの作動油路を形成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項7】 請求項1乃至6のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記2つのブレーキは、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組の回転メンバを固定可能な第1および第2ブレーキとし、これらブレーキを前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組よりもシングルピニオン型遊星歯車組寄りに配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項8】 請求項7記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第1および第2ブレーキを前記第1および第2クラッチの外周に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項9】 請求項7または8記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第1ブレーキはダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアを固定するブレーキと

し、前記第 2 ブレーキはシングルピニオン型遊星歯車組から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤを固定するブレーキとし、第 1 ブレーキを第 2 ブレーキよりも減速用遊星歯車組に近い側に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 1 0】 請求項 1 乃至 9 のいずれか 1 項記載の自動変速機用歯車変速装置において、3 個の遊星歯車組のうち前記入力部に最も近い前記減速用遊星歯車組を、第 1 サンギヤと、第 1 リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第 1 キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

次いで前記入力部に近い位置にある前記シングルピニオン型遊星歯車組を、第 2 サンギヤと、第 2 リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第 2 キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

前記入力部から最も遠い位置にある前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を、入力部に近い側における第 3 サンギヤおよび入力部から遠い側における第 4 サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通なピニオンを支持した第 3 キャリアと、該共通なピニオンに噛み合う 1 個の第 3 リングギヤとよりなる遊星歯車組とし、

前記入力部を第 1 リングギヤに結合し、

前記出力部を第 2 キャリアおよび第 3 リングギヤの相互結合体に結合し、

第 1 キャリアおよび第 2 リングギヤ間を断接可能な第 1 クラッチと、

第 1 キャリアを第 2 サンギヤおよび第 3 サンギヤの相互結合体に断接可能な第 2 クラッチと、

第 3 キャリアおよび入力部間を断接可能な第 3 クラッチと、

第 3 キャリアを固定可能な第 1 ブレーキと、

第 4 サンギヤを固定可能な第 2 ブレーキとを具え、

第 1 クラッチと第 1 ブレーキの締結により第 1 速、第 1 クラッチと第 2 ブレーキの締結により第 2 速、第 1 クラッチと第 2 クラッチの締結により第 3 速、第 1 クラッチと第 3 クラッチの締結により第 4 速、第 2 クラッチと第 3 クラッチの締結により第 5 速、第 3 クラッチと第 2 ブレーキの締結により第 6 速、第 2 クラッチと第 1 ブレーキの締結により後退の変速段をそれぞれ選択し得るよう構成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項11】 請求項1乃至9のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、3個の遊星歯車組のうち前記入力部に最も近い前記減速用遊星歯車組を、第1サンギヤと、第1リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第1キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

次いで前記入力部に近い位置にある前記シングルピニオン型遊星歯車組を、第2サンギヤと、第2リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第2キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

前記入力部から最も遠い位置にある前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を、入力部に近い側における第3サンギヤおよび入力部から遠い側における第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通なピニオンを支持した第3キャリアと、該共通なピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤとよりなる遊星歯車組とし、

前記入力部を第1キャリアに結合し、

前記出力部を第2キャリアおよび第3リングギヤの相互結合体に結合し、

第1リングギヤおよび第2リングギヤ間を断接可能な第1クラッチと、

第1リングギヤを第2サンギヤおよび第3サンギヤの相互結合体に断接可能な第2クラッチと、

第3キャリアおよび入力部間を断接可能な第3クラッチと、

第3キャリアを固定可能な第1ブレーキと、

第4サンギヤを固定可能な第2ブレーキとを具え、

第1クラッチと第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチと第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチと第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチと第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチと第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチと第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチと第1ブレーキの締結により後退の変速段をそれぞれ選択し得るよう構成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項12】 請求項10または11記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記出力部を前記減速用遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組間に配して筒状連結メンバを介し第2キャリアおよび第3リングギヤの相互結合体に結合し、

該筒状連結メンバの内周に前記第1および第2クラッチを、また該筒状連結メンバの外周に第1および第2ブレーキをそれぞれ配置し、

第1ブレーキを第2ブレーキよりも入力部に近い側に配置すると共に、ダブルサンギヤ型遊星歯車組のピニオン軸線方向中程位置において第3キャリアから径方向外方へ延在するアウターメンバに結合し、

第2ブレーキを、第4サンギヤから径方向外方に延在するラジアルメンバにより第4サンギヤに結合し、

第3クラッチを減速用遊星歯車組の外周に配置すると共に、クラッチドラムを、シングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の中心に貫通した中間軸、および第3キャリアから第3および第4サンギヤ間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバにより第3キャリアに結合したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項13】 請求項10乃至12のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、

前記減速用遊星歯車組を、シングルピニオン型遊星歯車組としたことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項14】 請求項10乃至12のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、

前記減速用遊星歯車組を、ダブルピニオン型遊星歯車組としたことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、入力部と、3個の遊星歯車組と、3つのクラッチと、2つのブレーキと、出力部とを有して構成され、変速要素である3つのクラッチと2つのブレーキを適宜締結・解放することで、少なくとも前進6速・後退1速を得る自動変速機用歯車変速装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

従来、入力軸と、1個のシングルピニオン型遊星歯車組と、2個のシングルピニオン型遊星歯車組の組み合わせに成るシンプソン型遊星歯車列と、3つのクラッチと、2つのブレーキと、出力軸とを有して構成され、変速要素である3つのクラッチと2つのブレーキを適宜締結・解放することで前進6速・後退1速を得る自動変速機用歯車変速装置が、例えば特開平4-219553号公報の図7に示すごとくに提案されている。

#### 【0003】

このように1個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列とにより構成された自動変速機用歯車変速装置は、下記に列挙する特徴を有する。

(1) シンプソン型遊星歯車列の最大トルクとなる1速でのトルク伝達の流れが、全メンバを介して分担するので、強度的に有利である。

(2) シンプソン型遊星歯車列がリングギヤ入力であるため、サンギヤ入力に比較して、接線力が半分程度になり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利である。

#### 【0004】

##### 【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記のごとく1個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列とより成る従来の歯車変速装置は、上記利点を有する反面、

(3) オーバードライブの変速段を得るには、シンプソン型遊星歯車列へのキャリア入力が必要であり、入力軸と出力軸とを同軸に設けると、回転メンバが3メンバに限られるシングルピニオン型の遊星歯車組でキャリアへの入力経路が不成立となり、

(4) よって、キャリアへの入力経路を成立させるため、入力軸と出力軸とを異なる軸線上に平行軸配置で設ける必要が発生し、その結果として自動変速機の径方向への大型化を招く、

という問題があった。

#### 【0005】

上記(3)、(4)の問題を解消するため上記した特開平4-219553号公報には更に、その図13、図14、図15において、シンプソン型遊星歯車列

に代えてラビニョオ型複合遊星歯車列（ダブルピニオンにそれぞれサンギヤを噛み合わせた複合遊星歯車列）を用いた歯車変速装置も提案されている。

【0006】

しかし、このラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置は、全ての構成要素を同軸上に配置し得て上記並行軸配置を回避し得るものの、下記に列挙する問題点を有する。

（5）歯車列の（1速での）最大トルクを、ラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組で受け持つので、強度的に不利である。

（6）減速装置としての一個のシングルピニオン型遊星歯車組で増大したトルクを、ラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力に比較して、接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利である。

（7）1速におけるラビニョオ型複合遊星歯車列の強度（歯車強度や歯車寿命）の確保やキャリア剛性等の向上とが共に要求されることで、ラビニョオ型複合遊星歯車列を大型化する必要があり、この結果、自動変速機の大型化を招く。

（8）変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列にてトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段では、伝達効率の低下により、燃費が悪化する。

【0007】

換言すれば、上記したごとく1個のシングルピニオン型遊星歯車組およびラビニョオ型複合遊星歯車列の組み合わせに成る歯車変速装置は、1個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列との組み合わせに成る歯車変速装置の長所である上記（1），（2）の利点は何れも損なわれるし、上記（3），

（4）の大型化についてもラビニョオ型複合遊星歯車列が大型化するという別の理由により、結果的に自動変速機の大型化を避けることができないことから、当該大型化の問題を解消し得ない。

【0008】

本発明は上記の実情に鑑み、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いないで入力部と出力部の同軸配置を実現することにより、シンプソン型遊星歯車列を用いた場合における前記（1），（2）の利点はそのまま維持しつつ、つまり歯車列の強

度的有利性（車強度や歯車寿命等）を保ちつつ、上記（３），（４）の大型化に関する問題を解消し得るようにすると共に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合におけるトルク循環に関した（８）の問題をも解消して燃費の悪化を回避することができるようにし、又、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べてギヤ比の選択自由度を高めることができる自動変速機用歯車変速装置を提供することを主たる目的とする。

## 【0009】

本発明は更に、上記の歯車変速装置を車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力部から遠い側における端部外周を、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得る構成にして、上記の利点を具えるほかに車載性にも優れた自動変速機用歯車変速装置にすることを目的とする。

## 【0010】

## 【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用歯車変速装置は、請求項１に記載のごとく、

動力源からの回転を入力される入力部と、この入力部に同軸に配置された出力部と、これら入出力部間に多数の伝動経路を提供可能な３個の遊星歯車組と、これら３個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの１つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な３つのクラッチおよび２つのブレーキとを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進６速・後退１速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置を前提とする。

## 【0011】

本発明においては、上記３個の遊星歯車組のうち１個の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とする。

そして残りの２個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を２個のサンギヤと、これら２個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う１個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記２個のサンギヤ間より回転を入出力可能なキャリアと

より成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組を1個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成るシングルピニオン型遊星歯車組とする。

【0012】

本発明においては更に、上記3個の遊星歯車組を入力部の側から、減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に並置する。

【0013】

【発明の効果】

本発明の歯車変速装置によれば、減速用遊星歯車組と、シングルピニオン型遊星歯車組と、ダブルサンギヤ型遊星歯車組との組み合わせに成るから、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、減速用遊星歯車組からトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤになることがなく、リングギヤ入力やキャリア入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

つまり、シン普森型遊星歯車組を用いた場合の前記(1)、(2)の利点を維持することができる。

【0014】

更に本発明の歯車変速装置によれば、減速用遊星歯車組からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す2個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を2個のサンギヤが存在する前記特異なダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、更にダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアに対し回転を入出力するためのメンバを、上記2個のサンギヤ間に配置してキャリアのサイドメンバに結合したセンターメンバとしたから、オーバードライブ変速段を実現するために変速用遊星歯車組内のキャリアに入力回転を伝達する必要が生じた場合においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の両サンギヤ間における上記センターメンバを経て当該入力回

転のキャリアへの伝達が可能であり、入出力部を平行軸配置にしなくても、つまり入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ変速段を実現することができ、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合に不可避だった径方向の大型化に関する前記(3)、(4)の問題を解消することができる。

## 【0015】

しかも本発明によれば、当該問題解決をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の(第1速での)最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことなく前記(3)、(4)の問題を解消することができる。

## 【0016】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の解決策によれば、上記したところから明らかなように当該不利益を伴うことなく前記(3)、(4)の問題を解消することができる。

## 【0017】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

## 【0018】

また本発明においては、3個の遊星歯車組を入力部の側から、減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に並置したから、以下の作用効果が得られる。

つまり、上記遊星歯車組の配置のために入力部から最も遠い後端に位置することになったダブルサンギヤ型遊星歯車組の外周におけるリングギヤの軸線方向位置のレイアウト自由度が高くて当該リングギヤを入力部寄りに位置させることができるため、

このリングギヤに邪魔されることなくダブルサンギヤ型遊星歯車組の後端外周部近傍における変速機ケースを径方向に絞ることができる。

これがため本発明による歯車変速装置は、車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力部から遠い側における端部外周を、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得て、上記各種の利点を具えるほかに車載性にも優れたものとなる。

#### 【0019】

ところで本発明においては請求項2に記載のごとく、前記3つのクラッチのうち、減速用遊星歯車組からの出力回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組に振り分けるための第1および第2クラッチを、ダブルサンギヤ型遊星歯車組よりもシングルピニオン型遊星歯車組寄りに配置するのが良い。

この場合、第1および第2クラッチを変速用遊星歯車組の側に配置することになっても、これらクラッチが当該変速用遊星歯車組に対し入力部に近づくような配置となり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の後端外周部近傍における変速機ケースを径方向に絞ることができる範囲を、第1および第2クラッチの存在にもかかわらず広くすることができ、本発明による歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性に関する作用効果を更に顕著なものにすることができる。

また第1および第2クラッチの上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組に接近することとなって、これら第1および第2クラッチと減速用遊星歯車組との間を連結するメンバの長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純化を実現することもできる。

更に、第1および第2クラッチの横並び配置によりこれらの作動ピストンをダブルピストン化することができ、そのコンパクト化も可能である。

#### 【0020】

なお第1および第2クラッチを上記の配置にする場合、請求項3に記載のごとく、これらクラッチのクラッチピストンを、ダブルサンギヤ型遊星歯車組から遠いシングルピニオン型遊星歯車組の側に配置するのが良い。

この場合、第1および第2クラッチのピストンがダブルサンギヤ型遊星歯車組の外周に存在しないこととなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の後端外周部近傍における変速機ケースを径方向に絞って、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性を向上させるという作用効果を顕著なものにすることができる。

#### 【0021】

ところで、前記3つのクラッチのうち、入力部の回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組に直接入力するための第3クラッチは、請求項4に記載のごとく減速用遊星歯車組の外周に配置するのが良い。

この場合、第3クラッチが第1および第2クラッチよりも更に入力部に近い位置に配置される結果、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の後端外周部近傍における変速機ケースを径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を確実なものにすることができるほか、3つのクラッチの作動油路に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

#### 【0022】

かように配置した第3クラッチのクラッチピストンは請求項5に記載のごとく、シングルピニオン型遊星歯車組に近い減速用遊星歯車組の側に配置するのが良い。

この場合第3クラッチのクラッチピストンが、請求項3における配置とした第1および第2クラッチのクラッチピストンと背中合わせの近接配置となり、これ

ら3つのクラッチの作動油路に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるという上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

#### 【0023】

ここで上記第1、第2クラッチの作動油路の形成に当たっては、請求項6に記載のごとく、変速機の出力歯車を減速用遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組間に配置して変速機ケースに回転自在に支持し、かかる支持のために変速機ケースに設けた出力歯車支持壁に第1、第2クラッチの作動油路を形成するのが良い。

この場合、変速機ケースの周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディーと第1、第2クラッチとの間に延在させるべき作動油路を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにしてこれらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

#### 【0024】

請求項7に記載のごとく前記2つのブレーキは、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組の回転メンバを固定可能な第1および第2ブレーキとし、これらブレーキを前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組よりもシングルピニオン型遊星歯車組寄りに配置するのが良い。

この場合、上記2つのブレーキがダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組よりなる変速用遊星歯車組に係わって設けられていても、入力部の方向へ寄せて配置されることから、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の後端外周部近傍における変速機ケースを径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を阻害しないほか、これらブレーキの作動油路長をほぼ同等なものにすることができてこれらブレーキに係わる変速の変速応答を均一にし得る。

#### 【0025】

なお上記の第1および第2ブレーキは請求項8に記載のごとく、第1および第2クラッチの外周に配置するのが良い。

この場合、これらブレーキにより固定すべき回転メンバと、当該ブレーキとの間を連結する連結部材を、シングルピニオン型遊星歯車組から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組の側に配置することができ、該連結部材の設置スペースの確保が容易である。

## 【0026】

請求項9に記載のごとく、上記第1ブレーキはダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアを固定するブレーキとし、上記第2ブレーキはシングルピニオン型遊星歯車組から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤを固定するブレーキとし、第1ブレーキを第2ブレーキよりも減速用遊星歯車組に近い側に配置するのが良い。

この場合、第1ブレーキにより固定すべきダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアと、第1ブレーキとの間を連結する連結部材、および第2ブレーキにより固定すべきシングルピニオン型遊星歯車組から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤと、第2ブレーキとの間を連結する連結部材の取り回しが、これらキャリアおよびサンギヤの位置との関連において容易となり、これら連結部材の短縮化によりコスト上および剛性上、並びにスペース効率の点で大いに有利である。

## 【0027】

なお、上記した諸々の作用効果の全てを奏し得る歯車変速装置としては、請求項10に記載したごとく以下の構成になる歯車変速装置が实际的である。

つまり、前記3個の遊星歯車組のうち前記入力部に最も近い前記減速用遊星歯車組を、第1サンギヤと、第1リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第1キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

次いで前記入力部に近い位置にある前記シングルピニオン型遊星歯車組を、第2サンギヤと、第2リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第2キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

前記入力部から最も遠い位置にある前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を、入力部に近い側における第3サンギヤおよび入力部から遠い側における第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通なピニオンを支持した第3キャリアと、該共

通なピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤとよりなる遊星歯車組とする。

そして、入力部を第1リングギヤに結合し、出力部を第2キャリアおよび第3リングギヤの相互結合体に結合し、

第1キャリアおよび第2リングギヤ間を断接可能な第1クラッチと、

第1キャリアを第2サンギヤおよび第3サンギヤの相互合体に断接可能な第2クラッチと、

第3キャリアおよび入力部間を断接可能な第3クラッチと、

第3キャリアを固定可能な第1ブレーキと、

第4サンギヤを固定可能な第2ブレーキとを設け、

第1クラッチと第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチと第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチと第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチと第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチと第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチと第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチと第1ブレーキの締結により後退の変速段をそれぞれ選択し得るよう構成する。

# 【0028】

前記した諸々の作用効果の全てを奏し得る、他の実地的な歯車変速装置としては、請求項11に記載したごとく以下のような構成のものが有利である。

つまり、前記3個の遊星歯車組のうち前記入力部に最も近い前記減速用遊星歯車組を、第1サンギヤと、第1リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第1キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

次いで前記入力部に近い位置にある前記シングルピニオン型遊星歯車組を、第2サンギヤと、第2リングギヤと、これらギヤに噛み合うピニオンを支持した第2キャリアとよりなる遊星歯車組で構成し、

前記入力部から最も遠い位置にある前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を、入力部に近い側における第3サンギヤおよび入力部から遠い側における第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通なピニオンを支持した第3キャリアと、該共通なピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤとよりなる遊星歯車組とする。

そして入力部を第1キャリアに結合し、出力部を第2キャリアおよび第3リン

グギヤの相互結合体に結合し、

第 1 リングギヤおよび第 2 リングギヤ間を断接可能な第 1 クラッチと、

第 1 リングギヤを第 2 サンギヤおよび第 3 サンギヤの相互合体に断接可能な第 2 クラッチと、

第 3 キャリアおよび入力部間を断接可能な第 3 クラッチと、

第 3 キャリアを固定可能な第 1 ブレーキと、

第 4 サンギヤを固定可能な第 2 ブレーキとを設け、

第 1 クラッチと第 1 ブレーキの締結により第 1 速、第 1 クラッチと第 2 ブレーキの締結により第 2 速、第 1 クラッチと第 2 クラッチの締結により第 3 速、第 1 クラッチと第 3 クラッチの締結により第 4 速、第 2 クラッチと第 3 クラッチの締結により第 5 速、第 3 クラッチと第 2 ブレーキの締結により第 6 速、第 2 クラッチと第 1 ブレーキの締結により後退の変速段をそれぞれ選択し得るよう構成する。

# 【 0 0 2 9 】

これら何れの実際的な歯車変速装置においても請求項 1 2 に記載のごとく、出力部を減速用遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組間に配して筒状連結メンバを介し第 2 キャリアおよび第 3 リングギヤの相互結合体に結合し、

当該筒状連結メンバの内周に第 1 および第 2 クラッチを、また外周に第 1 および第 2 ブレーキをそれぞれ配置し、

第 1 ブレーキを第 2 ブレーキよりも入力部に近い側に配置すると共に、ダブルサンギヤ型遊星歯車組のピニオン軸線方向中程位置において第 3 キャリアから径方向外方へ延在するアウターメンバに結合し、

第 2 ブレーキを、第 4 サンギヤから径方向外方に延在するラジアルメンバにより第 4 サンギヤに結合し、

第 3 クラッチを減速用遊星歯車組の外周に配置すると共に、クラッチドラムを、シングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の中心に貫通した中間軸、および第 3 キャリアから第 3 および第 4 サンギヤ間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバにより第 3 キャリアに結合するのが良く、

かかる構成になる歯車変速装置は、径方向および軸線方向の寸法を小さくしつ

つ前記した作用効果の全てを奏することができる。

【 0 0 3 0 】

ここで上記何れの実際的な歯車変速装置においても減速用遊星歯車組は、請求項 1 3 に記載のごとくシングルピニオン型遊星歯車組とすることができ、

この場合、ギヤノイズや伝動効率の点で有利であると共にコスト的にも有利であるという利点がある。

【 0 0 3 1 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

（第 1 の実施形態）

図 1 は、本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G 1 は第 1 遊星歯車組、G 2 は第 2 遊星歯車組、G 3 は第 3 遊星歯車組、M 1 は第 1 連結メンバ、M 2 は第 2 連結メンバ、C 1 は第 1 クラッチ、C 2 は第 2 クラッチ、C 3 は第 3 クラッチ、B 1 は第 1 ブレーキ、B 2 は第 2 ブレーキ、Input は入力部（入力軸 1）、Output は出力部（出力歯車 2）である。

【 0 0 3 2 】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速シングルピニオンタイプという）は、図 1 の左端部（入力部 Input に近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第 1 遊星歯車組 G 1、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車組 G 2、ダブルサンギヤ型の第 3 遊星歯車組 G 3 を同軸に配置し、

第 1 遊星歯車組 G 1 により減速用遊星歯車組を構成し、第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 により変速用遊星歯車組（これを以下では、イシマル型遊星歯車列とも言う）を構成する。

【 0 0 3 3 】

第 1 遊星歯車組 G 1 は、第 1 サンギヤ S 1 と、第 1 リングギヤ R 1 と、これらギヤ S 1、R 1 に噛み合う第 1 ピニオン P 1 を回転自在に支持した第 1 キャリア P C 1 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。

第 2 遊星歯車組 G 2 は、第 2 サンギヤ S 2 と、第 2 リングギヤ R 2 と、これらギヤ

S2, R2に噛み合う第2ピニオンP2を回転自在に支持した第2キャリアPC2とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

#### 【0034】

第3遊星歯車組G3は、入力部Inputに近い側における第3サンギヤS3および入力部Inputから遠い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS3, S4の各々に噛み合う共通な第3ピニオンP3と、この第3ピニオンP3を回転自在に支持した第3キャリアPC3と、第3ピニオンP3に噛み合う1個の第3リングギヤR3とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第3サンギヤS3および第4サンギヤS4は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3, S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設け、アウターメンバOMを実際には後で詳述する特異な配置とする。

なおセンターメンバCMは、第3キャリアPC3と一体で、且つ、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあって隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう、また、サンギヤS3, S4の間から径方向内方へ延在するよう配置する。

#### 【0035】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようになる。

出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになる。

なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

#### 【0036】

減速用遊星齒車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適宜結合し得るようにする。

ダブルサンギヤ型遊星齒車組G3における第3キャリアPC3のアウターメンバOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして第4サンギヤS4を適宜固定可能とする。

#### 【0037】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチC1、C2、C3およびブレーキB1、B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

#### 【0038】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2～図6に基づいて説明する。

図2は、上記した歯車変速装置における変速要素の締結論理を示し、図3は、該歯車変速装置における回転メンバの変速段ごとの回転状態を示す共線図、図4～図6は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図3において、最も太い線は第1遊星齒車組G1の共線図、次に太い線は第2遊星齒車組G2および第3遊星齒車組G3よりなる変速用遊星齒車組（イシマル型遊星齒車列）の共線図である。

図4～図6においては、クラッチ・ブレーキ・メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

## 【0039】

## (第1速)

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

## 【0040】

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第1速は、図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第3キャリアPC3の回転を停止する第1ブレーキB1の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速して出力歯車2から出力する。

## 【0041】

この第1速でのトルク伝達経路は、図4(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、イシマル型遊星歯車列を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3とがトルク伝達に関与する。

## 【0042】

## (第2速)

第2速は図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

#### 【0043】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第2速は、図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第4サンギヤS4の回転を停止する第2ブレーキB2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速（但し、第1速よりも高速）として出力歯車2から出力する。

#### 【0044】

この第2速でのトルク伝達経路は図4（b）に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3、S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

#### 【0045】

##### （第3速）

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放

し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転（第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ）が出力される。

#### 【0046】

すなわち第3速は図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2サンギヤS2への入力回転とする第2クラッチC2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速（＝第1遊星歯車組G1の減速比）して出力歯車2から出力する。

この第3速でのトルク伝達経路は図4（c）に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

#### 【0047】

##### （第4速）

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

このため、第 3 サンギヤ S3 の回転は、第 3 リングギヤ R3 の出力回転よりも増速され、この第 3 サンギヤ S3 の増速回転は、第 1 連結メンバ M1 を介して第 2 サンギヤ S2 に伝達される。

#### 【 0 0 4 8 】

よって第 2 遊星歯車組 G2 においては、第 2 リングギヤ R2 から減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 から増速回転が入力されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 4 速は、図 3 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C1 の締結点と、第 3 キャリア PC3 の回転を入力回転とする第 3 クラッチ C3 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を僅かに減速して出力歯車 2 から出力する。

この第 4 速でのトルク伝達経路は図 5（a）に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C1、第 3 クラッチ C3、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G1、第 2 遊星歯車組 G2、および第 3 遊星歯車組 G3（第 4 サンギヤ S4 を除く）とにトルクが作用することになる。

#### 【 0 0 4 9 】

##### （第 5 速）

第 5 速は図 2 に示すように、4 速で締結されていた第 1 クラッチ C1 を解放し、第 2 クラッチ C2 を締結する掛け替えにより、従って第 2 クラッチ C2 および第 3 クラッチ C3 の締結により得られる。

この第 5 速では第 2 クラッチ C2 の締結により、第 1 遊星歯車組 G1 からの減速回転が第 2 サンギヤ S2 および第 1 連結メンバ M1 を介して第 3 サンギヤ S3 に入力される。同時に、第 3 クラッチ C3 の締結により、入力軸 1 からの入力回転がセンターメンバ CM を介して第 3 キャリア PC3 に入力される。

#### 【 0 0 5 0 】

よって第 3 遊星歯車組 G3 においては、第 3 キャリア PC3 に入力回転が入力され、第 3 サンギヤ S3 に第 1 遊星歯車組 G1 からの減速回転が入力されることにな

り、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第5速は、図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに増速して出力歯車2から出力する。

この第5速でのトルク伝達経路は図5(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

#### 【0051】

##### （第6速）

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

#### 【0052】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第6速は、図3の共線図に示すように、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点と、第4サンギヤS4をケースに固定とする第2ブレーキB2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を増速して出力歯車2から出力する。

この第6速でのトルク伝達経路は図5(c)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3（但し、第3サンギヤS3を除く）とにトルクが作用することになる。

## 【0053】

（後退）

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に輸入される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が輸入され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち後退変速段は図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を停止する第1ブレーキB1の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を逆方向に減速して出力歯車2から出力する。

## 【0054】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図6に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（但し、第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

## 【0055】

〔従来技術からの優位点〕

本実施の形態になる歯車変速装置の基本的な考え方は、3つのクラッチと2つのブレーキにより前進6速を成立させると共に、減速用遊星歯車組およびシンプ

ソン型遊星歯車列の組み合わせを基本としながらも、シンプソン型遊星歯車列の前記問題点(3), (4)を解消し、更に、減速用遊星歯車組およびラビニョオ型複合遊星歯車列の組み合わせになる歯車変速装置を用いた場合に不可避な新たな問題を生ずることなく当該問題解決を実現した歯車変速装置を提供しようとするものである。

【0056】

以下、シンプソン型遊星歯車列やラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置と対比しながら、本実施の形態になる歯車変速装置の優位性を詳述する。

\* シンプソン型遊星歯車列の特徴

(イ) シンプソン型遊星歯車列では、最大トルクが作用する第1速でのトルク伝達の流れが図8(a)に示すように、全メンバを介して分担するので、強度的に有利である。

(ロ) シンプソン型遊星歯車列はリングギヤ入力であるため、サンギヤ入力に比較して、接線力が半分程度になり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利である。すなわち図9に示すように、遊星歯車組に同じトルクが入力した場合、リングギヤ入力 $f$ はサンギヤ入力 $F$ に比較して接線力が $1/2 \sim 1/2.5$ に減少する。

(ハ) オーバードライブ(O/D)の変速段を得るには、シンプソン型遊星歯車列へのキャリア入力が必要であるが、入力軸と出力軸とを同軸に設けると、シングルピニオン型の遊星歯車組では、図10(a)に示すように回転メンバが3メンバに限られるため、図10(b)に破線で示すようなキャリアへの入力経路が不成立となる。

よって、オーバードライブ(O/D)変速段の実現用にキャリアへの入力経路を成立させるためには、入力軸と出力軸とを異なる軸線上に配置するいわゆる平行軸配置が必要となり、その結果、自動変速機の径方向における大型化を招くという問題点を有する。

【0057】

\* ラビニョオ型複合遊星歯車列の問題点

上記（ハ）の問題を解消するため、シンプソン型遊星歯車列に代えてラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置にすると、入力軸と出力軸との同軸配置が可能になるものの、下記に列挙する問題点を有する。

（ホ）歯車列の最大トルク（第1速でのトルク）を図8（b）に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組で受け持つので、強度的に不利である。

（ヘ）減速用遊星歯車組としての一組のシングルピニオン型遊星歯車組で増大したトルクを図7に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤへ入力するため、上記（ロ）の理由により、リングギヤ入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利である。

（ト）第1速選択時におけるラビニョオ型複合遊星歯車列の強度（歯車強度や歯車寿命）の確保やキャリア剛性等の向上が要求されることで、ラビニョオ型複合遊星歯車列を大型化する必要がある、この結果自動変速機の大形化を招く。

（チ）第2速で図7に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列にてトルク循環が発生し、トルク循環が発生する第2速では伝達効率の低下により燃費が悪化する。

ここでトルク循環とは、図7に示すように第3リングギヤR3から出力トルク(2,362)と循環トルク(1.77)とが分岐して発生し、このうち循環トルクは、第2速の選択中に第3リングギヤR3と第2ピニオンP2とを内部循環する。

【0058】

＊本実施の形態になる遊星歯車列の特徴

本実施の形態において採用したシングルピニオン型遊星歯車組G2とダブルサンギヤ型遊星歯車組G3との組み合わせになるイシマル型遊星歯車列の特徴は以下の通りである。

（a）オーバードライブ（O/D）変速段を得るにはキャリア入力が必要であるが、イシマル型遊星歯車列ではキャリア入力を達成しながら、ラビニョオ型複合遊星歯車列と同様に入力部と出力部とを同軸に配置することができる。

すなわち図10（c）に示すように、イシマル型遊星歯車列を構成するダブルサンギヤ型遊星歯車組は、（サンギヤから2つのメンバ）＋（リングギヤから1

つのメンバ) + (キャリアから軸方向と径方向に2つのメンバ) = 5つのメンバ  
 というように、メンバ数が多くなり、特に、センターメンバにより2つのサンギ  
 ヤの間から径方向に入力が取れることで、オーバードライブを含む高変速段(上  
 記実施形態では第4速~第6速)を実現するキャリア入力が可能となる。

(b) 歯車列の最大トルク(第1速での伝達トルク)を図4(a)に示すように  
 、イシマル型遊星歯車列を成す第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3  
 の両方で受け持ち、第1速でのトルクが全メンバを介して分担され得るため強度  
 的に有利である。

(c) 減速用遊星歯車組としての一組の第1遊星歯車組G1で増大したトルクを  
 、例えば、伝達トルクが大きい第1速と第2速において、図4(a)と図4(b)  
 )に示すように、イシマル型遊星歯車列の第2リングギヤR2から入力するため、  
 サンギヤ入力であるラビニョオ型複合遊星歯車列に比較して接線力が小さくなり  
 、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利(小型化可能)である。

(d) ラビニョオ型複合遊星歯車列に比べ、イシマル型遊星歯車列は、強度的に  
 有利で、かつ、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利であると共に、  
 ラビニョオ型複合遊星歯車列と同様に、入力部と出力部とを同軸配置にすること  
 ができるため、歯車変速装置がコンパクトとなり、自動変速機の小型化を達成す  
 ることができる。

(e) イシマル型遊星歯車列の第2速では、図4(b)に示すように、トルク循  
 環の発生が無く、トルク循環が発生するラビニョオ型複合遊星歯車列の2速に比  
 べて伝達効率が向上し、燃費が向上する。

すなわち図11に、一般的に適用可能なギヤ比 $\alpha$ (=サンギヤ歯数/リングギ  
 ヤ歯数)の範囲( $\alpha=0.35\sim0.65$ )で、且つ、好ましいといわれている条件、つま  
 り高速段になるほど段間比が小さいという条件を考慮した場合のラビニョオ型複  
 合遊星歯車列とイシマル型遊星歯車列の対比を示すが、第2速での伝達効率をみ  
 ると、ラビニョオ型複合遊星歯車列の伝達効率が0.950または0.952であるのに対  
 し、イシマル型遊星歯車列の伝達効率は、第1遊星歯車組G1がシングルピニオン  
 型の場合は0.972、ダブルピニオン型の場合0.968である。

(f) ラビニョオ型複合遊星歯車列は、ギヤ比 $\alpha$ の設定に際しリングギヤ歯数が

一定であるという規制があるため、一般的に適用可能なギヤ比範囲( $\alpha = 0.35 \sim 0.65$ )で、且つ、好ましいといわれている高速段になるほど段間比が小さいという条件を考慮した場合、適用できる変速比幅であるレシオカバレッジ (= 1 速ギヤ比 / 6 速ギヤ比) は、図 11 に示すように、最小 4.81 ~ 最大 7.20 である。

これに対し、二組の遊星歯車組 G2, G3 のギヤ比  $\alpha_2, \alpha_3$  を互いに独立に設定できるイシマル型遊星歯車列は、ラビニョオ型複合遊星歯車列に比べ、適用できるレシオカバレッジが、図 11 に示すように、第 1 遊星歯車組 G1 がシングルピニオン型の場合は最小 4.81 ~ 最大 7.80、ダブルピニオン型の場合は最小 5.08 ~ 最大 9.02 へと拡大し、例えば、図 2 の数値 (なお、最上段の数値 5.5 ~ 7.0 はレシオカバレッジ) に示すように、ギヤ比の選択自由度を高めることができる。

#### 【0059】

以上説明ところから明らかなように本実施の形態になる歯車変速装置にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

(A) 動力源 (エンジン) からの回転を入力される入力部 Input (入力軸 1) と、この入力部に同軸に配置された出力部 Output (出力歯車 2) と、これら入力部間に多数の伝動経路を提供可能な 3 個の遊星歯車組 G1, G2, G3 と、これら 3 個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの 1 つを選択して対応変速比で入力部からの回転を変速し、出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な 3 つのクラッチ C1, C2, C3 および 2 つのブレーキ B1, B2 とを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進 6 速・後退 1 速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

上記 3 個の遊星歯車組 G1, G2, G3 のうち 1 個の遊星歯車組 G1 は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

残りの 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組 G3 を 2 個のサンギヤ S3, S4 と、これら 2 個のサンギヤに噛み合う共通なピニオン P3 と、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤ R3 と、該ピニオンを回転自在に支持するキャリア PC3 とより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組 G2 を 1 個のサンギヤ S2 と、このサンギヤに噛み合うピニオン P2 と、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤ R2 と、該ピニオンを回転自在に支持

するキャリアPC2とから成るシングルピニオン型遊星歯車組とし、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3に対し回転を入出力するためのメンバを、上記2個のサンギヤS3,S4間に配置してキャリアPC3に結合したセンターメンバCMとしたため、下記に列挙する効果を有する。

(i) 上記2個の遊星歯車組G2, G3により変速用遊星歯車組をイシマル型歯車列として構成したため、前記した理由により変速用遊星歯車組の歯車強度や歯車寿命等の強度的有利性が得られる。

(ii) 第2速でのトルク循環を無くすことで燃費の向上が図られる。

(iii) 入力軸1と出力歯車2とを同軸配置にして変速機の径方向寸法を減ずることができる。

(iv) 変速用遊星歯車組をイシマル型歯車列として構成したため、前記した理由により強度要求を低下させて変速用遊星歯車組の小型化が可能となり、上記した入力軸1および出力歯車2の同軸配置と相まって自動変速機のコンパクト化が可能となる。

(v) ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べて、前記した理由によりギヤ比の選択自由度を高めることができる。

(vi) 1個の遊星歯車組G1を、入力回転を常時減速する減速用遊星歯車組としたため、減速用遊星歯車組の小型化を達成でき、これによっても自動変速機のコンパクト化が可能である。

【0060】

(B) 個々の作用効果について更に付言するに、本実施の形態になる歯車変速装置は、減速用遊星歯車組G1と、シングルピニオン型遊星歯車組G2と、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3との組み合わせに成るから、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組G1からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組G2およびダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、減速用遊星歯車組G1からトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組G2およびダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のサンギヤになることがなく、リングギヤ入力やキャリア入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

つまり、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合の前記（１），（２）の利点を維持することができる。

【0061】

（Ｃ）更に本実施の形態になる歯車変速装置によれば、減速用遊星歯車組G1からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す２個の遊星歯車組G2,G3のうち、一方の遊星歯車組G3を２個のサンギヤS3,S4が存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、更にダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアPC3に対し回転を入出力するためのメンバを、上記２個のサンギヤS3,S4間に配置してキャリアPC3に結合したセンターメンバCMとしたから、

オーバードライブ（O/D）変速段を実現するため変速用遊星歯車組内のキャリアPC3に入力回転を伝達するにしても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の両サンギヤS3,S4間における上記センターメンバCMを経て当該入力回転のキャリアPC3への伝達が可能であり、入出力部InputおよびOutputを平行軸配置にしくなくても、つまりこれら入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ（O/D）変速段を実現することができ、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合に不可避だった径方向の大型化に関する前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【0062】

（Ｄ）しかも上記の問題解決をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組G3を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第１速での）最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、このような弊害を伴うことなく前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【0063】

（Ｅ）また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本実施の形態の解決策によれば、当該不利益を伴うことなく前記（３），（４）の

問題を解消することができる。

【0064】

(F) 更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、第2速においてラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する第2速で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3を用いた本実施の形態になる歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

(G) また本実施の形態によれば、減速用遊星歯車組である第1遊星歯車組G1をシングルピニオン型遊星歯車組としたため、ギヤノイズや部分点数が低減できると共に伝達効率が向上し、燃費の向上につながる。

【0065】

図12は、上記した歯車変速装置の実態構成図で、以下、これを基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図12では歯車変速装置を、図1、4～6のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース3内に、入力軸1および中間軸4を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸1および中間軸4を変速機ケース3に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共に入力軸1の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

【0066】

入力軸1から遠い中間軸4の後端は、変速機ケース3の後端における端蓋7に回転自在に支持する。

変速機ケース3の軸線方向中程に中間壁8を設け、この中間壁8に出力歯車2を回転自在に支持し、中間壁8の中心孔に中空軸9を介して入力軸1および中間軸4の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【0067】

ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースと、中間壁8

との間に画成された前部空所内に、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G1 は、サンギヤ S1 をポンプカバー 6 に固設して常時回転不能とし、リングギヤ R1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 10 に結合する。

入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤ R1 を包囲するようクラッチドラム 11 を設け、該クラッチドラム 11 の内周およびリングギヤ R1 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 12 を設け、これらで第 3 クラッチ C3 を構成する。

なお第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 13 は、第 1 遊星歯車組 G1 と対面するクラッチドラム 11 の端壁に嵌合し、ポンプカバー 6 および入力軸 1 並びに中間軸 4 に穿った油路 14 からの作動油圧を受けてストロークすることで第 3 クラッチ C3 を締結し得るものとする。

中空軸 9 の前端から径方向外方へ延在し、その後第 3 クラッチ C3 を包囲するようなドラム状となした連結部材 9a を設け、該連結部材 9a の前端をキャリア PC1 に結合する。

#### 【 0 0 6 8 】

中間壁 8 および端蓋 7 間に画成された後部空所内には、第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 と、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 と、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 とを以下のように配置する。

第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 は中間軸 4 上に配置するが、第 2 遊星歯車組 G2 を第 3 遊星歯車組 G3 よりも入力軸 1 に近い側に位置させる。

第 2 遊星歯車組 G2 のサンギヤ S2 および第 3 遊星歯車組 G3 のサンギヤ S3 を第 1 連結メンバ M1 により一体化すると共に中間軸 4 上に回転自在に支持する。

中空軸 9 の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第 2 リングギヤ R2 の外周に至るクラッチドラム 15 を設け、該クラッチドラム 15 の内周およびリングギヤ R2 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 16 を設け、これらで第 1 クラッチ C1 を構成する。

## 【 0 0 6 9 】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19、20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

## 【 0 0 7 0 】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになす。

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

## 【 0 0 7 1 】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、第3ピニオンP3の支持を司るサイドメンバSMから、前記したごとくサンギヤS3、S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリング

ギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

#### 【0072】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2はそれぞれ、第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に配置されると共に、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されるが、これら第1ブレーキB1および第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3よりも第2遊星歯車組G2寄りに配置する。

#### 【0073】

なお、図1、図4～6のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の前端と変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチO

WCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようにする。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース3内には別に、入力軸1および中間軸4と平行なカウンターシャフト29を回転自在に支持して設け、これにカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形し、カウンターギヤ30を出力歯車2に噛合させ、ファイナルドライブピニオン31に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を噛合させる。

#### 【0074】

以上の実態構成になる図12のごとき歯車変速装置においては先ず、3個の遊星歯車組G1,G2,G3を入力軸1の側から、減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に並置したから、以下の作用効果が得られる。

つまり、入力軸1から最も遠い後端に位置することになったダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周におけるリングギヤR3の軸線方向位置のレイアウト自由度が高くて当該リングギヤを図12に示すごとく入力軸1寄りに位置させてピニオンP3に噛合させることができるため、

また、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3と、このキャリアを固定するための第1ブレーキB1（ブレーキハブ23）との間を結合するためのメンバを、ピニオン（P3）軸線方向中程位置において、更に詳しくは、シングルピニオン型遊星歯車組G2の方向へ（前方へ）移動させてピニオンP3に噛合させたリングギヤR3の端面に沿うよう、キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとしたため、

これらリングギヤR3およびアウターメンバOMに邪魔されることなくダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図12に示すごとく径方向に絞ることができる。

これがため図12に示す歯車変速装置は、車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力軸1から遠い側における端部外周（端蓋7）を、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得て、図1および図4～図6につき前記した各種の利点を具えるほかに車載性にも優れたものとなる。

更に、リングギヤR3およびアウターメンバOMの上記配置により第3遊星歯車組G3の後端外周部近傍に生じた大きな空間は、第4サンギヤS4とこれを固定する第2ブレーキB2との間を繋ぐブレーキハブ26の端壁26aを当該空間内へ入り込むよう折曲させることができ、その分、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図12に示すごとく径方向に絞ることが確実に可能になる。

#### 【0075】

また、3つのクラッチC1,C2,C3のうち、減速用遊星歯車組G1からの出力回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2よりなる変速用遊星歯車組に振り分けるための第1クラッチC1および第2クラッチC2を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3よりもシングルピニオン型遊星歯車組G2寄りに配置したから、

これらクラッチC1,C2が入力軸1に近づくような配置となり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞ることができる範囲を、第1クラッチC1および第2クラッチC2の存在にもかかわらず広くすることができ、図12の歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性に関する作用効果を更に顕著なものにすることができる。

また第1および第2クラッチC1,C2の上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組G1に接近することとなって、これら第1および第2クラッチC1,C2と減速用遊星歯車組G1との間を連結するメンバ（中空軸9およびクラッチドラム15）の長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純化を実現することもできる。

更に、第1および第2クラッチC1,C2の横並び配置によりこれらの作動ピストン19,20を前記したごとくダブルピストン化することができ、その軸線方向におけるコンパクト化と併せて、ピストン19,20のリターンスプリングおよ

び遠心圧キャンセル室を共用化することにより、部品点数の減少および変速機の小型化、更にはコスト低減を実現することも可能である。

## 【0076】

なお第1および第2クラッチC1,C2を上記配置にしたのに加えて、これらクラッチのクラッチピストン19, 20を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3から遠いシングルピニオン型遊星歯車組G2の側に配置したから、

第1および第2クラッチC1,C2のピストン19, 20がダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周に存在しないこととなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞って、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性を向上させるという作用効果を顕著なものにすることができる。

## 【0077】

更に、入力軸1の回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2よりなる変速用遊星歯車組（図12では、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3）に直接入力するための第3クラッチC3を減速用遊星歯車組G1の外周に配置したから、

第3クラッチC3が第1および第2クラッチC1,C2よりも更に入力軸1に近い位置に配置される結果、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を確実なものにすることができるほか、3つのクラッチC1,C2,C3の作動油路21, 14に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

## 【0078】

また上記第3クラッチC3のクラッチピストン13をシングルピニオン型遊星歯車組G2に近い減速用遊星歯車組G1の側に配置したから、

第3クラッチC3のクラッチピストン13が、上記の配置とした第1および第2クラッチC1,C2のクラッチピストン19, 20と背中合わせの近接配置となり、これら3つのクラッチの作動油路14, 21に関する取り回しが容易になると共

に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるという上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

## 【0079】

なお第1、第2クラッチC1,C2の作動油路21を、減速用遊星歯車組G1およびシングルピニオン型遊星歯車組G2間において変速機ケース3に設けた出力歯車支持壁としての中間壁8に形成したから、

変速機ケース3の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）と第1、第2クラッチC1,C2との間に延在させるべき作動油路21を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにしてこれらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるほか、

伝達トルクが大きくて比較的高圧を導く必要のある第1、第2クラッチC1,C2の作動油路21であっても、これを、出力歯車支持壁のため比較的厚肉の中間壁8に形成するから、補強用の別スリーブ等を要することなく、作動油路21を中間壁8に直接形成することができて部品点数の増大やコスト高を招く虞がない。

## 【0080】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2よりなる変速用遊星歯車組の回転メンバ（図12では、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3およびサンギヤS4）を固定するための第1および第2ブレーキB1,B2をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3よりもシングルピニオン型遊星歯車組G2寄りに配置したため、

これら2つのブレーキB1,B2がダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G3よりなる変速用遊星歯車組に係わって設けられていても、入力軸1の方向へ寄せて配置されることから、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を阻害しないほか、これらブレーキB1,B2の作動油路長をほぼ同等なものにすることができてこれらブレーキに係わる変速の変速応答を均一にし得る。

## 【0081】

なお第 1 および第 2 ブレーキ B1, B2 を第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 の外周に配置したから、

これらブレーキ B1, B2 により固定すべき回転メンバ（第 3 キャリア P C 3 およびサンギヤ S 4）と、当該ブレーキ B1, B2 との間を連結する連結部材 O M, 2 6 a を、シングルピニオン型遊星歯車組 G 2 から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組 G 3 の側（後側）に配置することができ、該連結部材 O M, 2 6 a の設置スペースの確保が容易である。

#### 【 0 0 8 2 】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア P C 3 を固定する第 1 ブレーキ B1 を、シングルピニオン型遊星歯車組 G2 から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のサンギヤ S4 を固定する第 2 ブレーキ B 2 よりも減速用遊星歯車組 G1 に近い側に配置したから、

第 1 ブレーキ B1 により固定すべきダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア P C 3 と、第 1 ブレーキ B1 との間を連結する連結部材 O M、および第 2 ブレーキ B2 により固定すべきシングルピニオン型遊星歯車組 G2 から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のサンギヤ S4 と、第 2 ブレーキ B2 との間を連結する連結部材 2 6 a を、入力軸 1 から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組 G 3 の側に延在させるに際しこれら連結部材 O M, 2 6 a の取り回しが、これらキャリア P C 3 およびサンギヤ S4 の位置との関連において容易であると共に、これら連結部材 O M, 2 6 a の短縮化によりコスト上および剛性上、並びにスペース効率の点で大いに有利である。

#### 【 0 0 8 3 】

第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の作動油路 2 1 を出力歯車支持用の中間壁 8 に形成し、第 3 クラッチ C 3 の作動油路 1 4 をポンプカバー 6 に形成したから、これら作動油路の全てが、コントロールバルブボディーからの作動油圧を通しやすい変速機ケース 3 の前部に集中して変速制御回路の無駄を省くことができる。

#### 【 0 0 8 4 】

（第 2 の実施形態）

図13は、本発明の他の実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を示し、図1におけると同様の部分を同一符号にて示す。

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速ダブルピニオンタイプという）も、図13の入力部Input（入力軸1）に近い左端部より順次、減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は、図1につき前述した同様なものでこれらにより前記したイシマル型遊星歯車列（変速用遊星歯車組）を構成する。

しかし、減速用遊星歯車組である第1遊星歯車組G1は、図1につき前述したシングルピニオン型のものに代えて、第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1、R1にそれぞれが噛合すると共に相互に噛み合う2個の第1ピニオンP1a、P1bを回転自在に支持した第1キャリアPC1とを有したダブルピニオン型遊星歯車組とする。

#### 【0085】

これがため本実施の形態においては、入力軸1を第1キャリアPC1に結合してこれにエンジン回転を入力するようになし、第1サンギヤS1を変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1リングギヤR1を第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

それ以外は、図1につき前述した同様なものであるから、同一符号を付して図示するにとどめ、重複説明を避けた。

#### 【0086】

上記の構成とした本実施の形態になる歯車変速装置も、クラッチC1、C2、C3およびブレーキB1、B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ。

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2および図14～図17に基づいて説明する。

図14は、該歯車変速装置における回転メンバの変速段ごとの回転状態を示す共線図、図15～図17は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図14において、最も太い線は第1遊星歯車組G1の共線図、次に太い線は第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3よりなる変速用遊星歯車組（イシマル型遊星歯車列）の共線図である。

図15～図17においては、クラッチ・ブレーキ・メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

#### 【0087】

（第1速）

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

#### 【0088】

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第1速は、図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第3キャリアPC3の回転を停止する第1ブレーキB1の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速して出力歯車2から出力する。

#### 【0089】

この第1速でのトルク伝達経路は、図15(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、イシマル型遊星歯車列を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3とがトルク伝達に参与する。

【0090】

（第2速）

第2速は図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

【0091】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第2速は、図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第4サンギヤS4の回転を停止する第2ブレーキB2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速（但し、第1速よりも高速）として出力歯車2から出力する。

【0092】

この第2速でのトルク伝達経路は図15(b)に示す通りであり、太線で示す

第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3,S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

#### 【0093】

##### (第3速)

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転(第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ)が出力される。

#### 【0094】

すなわち第3速は図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2サンギヤS2への入力回転とする第2クラッチC2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速(=第1遊星歯車組G1の減速比)して出力歯車2から出力する。

この第3速でのトルク伝達経路は図15(c)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

#### 【0095】

## (第4速)

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも増速され、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

## 【0096】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から増速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第4速は、図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに減速して出力歯車2から出力する。

この第4速でのトルク伝達経路は図16(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

## 【0097】

## (第5速)

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および

第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

【0098】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第5速は、図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに増速して出力歯車2から出力する。

この第5速でのトルク伝達経路は図16(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

【0099】

(第6速)

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

【0100】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第6速は、図14の共線図に示すように、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点と、第4サンギヤS4をケースに固定とする第2ブレーキB2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を増速して出力歯車2から出力する。

この第6速でのトルク伝達経路は図16(c)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3（但し、第3サンギヤS3を除く）とにトルクが作用することになる。

【0101】

（後退）

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち後退変速段は図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を停止する第1ブレーキB1の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を逆方向に減速して出力歯車2から出力する。

この後退変速段でのトルク伝達経路は図17に示す通りであり、太線で示す第

2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1 および第 3 遊星歯車組 G 3（但し、第 4 サンギヤ S4 を除く）とにトルクが作用することになる。

【0 1 0 2】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置は、図 1～図 6 に示す実施の形態におけると同様に前記した作用効果を奏し得るほか、以下の作用効果をも得ることができる。

(H) 第 1 サンギヤ S1 と、第 1 リングギヤ R1 と、これらギヤ S1, R1 に噛み合う 2 個の第 1 ピニオン P1a, P1b を支持した第 1 キャリア PC1 とを有する減速用のダブルピニオン型第 1 遊星歯車組 G 1 と、

第 2 サンギヤ S2 と、第 2 リングギヤ R2 と、これらギヤ S2, R2 に噛み合う第 2 ピニオン P2 を支持した第 2 キャリア PC2 とを有したシングルピニオン型第 2 遊星歯車組 G 2 と、

2 つの第 3 サンギヤ S3 および第 4 サンギヤ S4 と、両サンギヤ S3, S4 に噛み合う共通な第 3 ピニオン P3 を支持した第 3 キャリア PC3 およびセンターメンバ CM と、第 3 ピニオン P3 に噛み合う 1 個の第 3 リングギヤ R3 とを有したダブルサンギヤ型第 3 遊星歯車組 G 3 と、

第 1 キャリア PC1 に結合した入力軸 1 と、

第 2 キャリア PC2 に結合した出力歯車 2（または出力軸）で構成される出力部 Output と、

第 2 サンギヤ S2 と第 3 サンギヤ S3 とを一体的に結合する第 1 連結メンバ M 1 と

第 2 キャリア PC3 と第 3 リングギヤ R3 とを一体的に結合する第 2 連結メンバ M 2 と、

第 1 リングギヤ R1 と第 2 リングギヤ R2 とを選択的に断接する第 1 クラッチ C 1 と、

第 1 リングギヤ R1 と第 2 サンギヤ S2 とを選択的に断接する第 2 クラッチ C 2 と

入力軸 Input とセンターメンバ CM とを選択的に断接する第 3 クラッチ C 3 と、

第 3 キャリア PC3 の回転を選択的に停止させる第 1 ブレーキ B 1 と、  
第 4 サンギヤ S4 の回転を選択的に停止させる第 2 ブレーキ B 2 とで歯車変速装置を構成したため、

第 1 速および第 2 速において、第 2 遊星歯車組 G 2 と第 3 遊星歯車組 G 3 により成る、イシマル型遊星歯車列に対しリングギヤ入力を達成でき、自動変速機を一層コンパクトにすることができる。

加えて、第 2 速においてトルク循環が無くなるため、第 2 速の伝達効率が向上して燃費の向上を図ることができる。

#### 【 0 1 0 3 】

図 1 8 は、上記した実施の形態になる歯車変速装置の実態構成図で、以下、この実態構成を詳述するに、図 1 8 では歯車変速装置を、図 1 3、図 1 5 ~ 1 7 のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース 3 内に、入力軸 1 および中間軸 4 を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸 1 および中間軸 4 を変速機ケース 3 に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸 1 に近い変速機ケース 3 の前端開口を、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸 1 を貫通して軸承すると共に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ T/C を介して動力源であるエンジン ENG を駆動結合する。

#### 【 0 1 0 4 】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して中間軸 4 の前端を回転自在に支持する。

#### 【 0 1 0 5 】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部空所内に、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第1遊星歯車組G1は、サンギヤS1をポンプカバー6に固設して常時回転不能とし、キャリアPC1を入力軸1から径方向外方へ延在するフランジ10に結合し、キャリアPC1の外周にクラッチハブ32を設ける。

入力軸1に近い中間軸4の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤR1およびクラッチハブ32を包囲するようクラッチドラム11を設け、該クラッチドラム11の内周およびクラッチハブ32の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチバック12を設け、これらで第3クラッチC3を構成する。

なお第3クラッチC3のクラッチピストン13は、第1遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁に嵌合し、ポンプカバー6および入力軸1並びに中間軸4に穿った油路14からの作動油圧を受けてストロークすることで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

中空軸9の前端から径方向外方へ延在し、その後第3クラッチC3を包囲するようなドラム状となした連結部材9aを設け、該連結部材9aの前端をリングギヤR1に結合する。

#### 【0106】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部空所内には、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを以下のように配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチバック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

#### 【0107】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19、20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

#### 【0108】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記第2連結メンバM2の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

#### 【0109】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、第3ピニオンP3の支持を司るサイドメンバSMから、前記した実施の形態におけると同様サンギヤS3、S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置において径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の前方における中間壁8内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

#### 【0110】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1は第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に、また第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3の外周に配置され、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されることとなる。

#### 【0111】

なお、図13、図15～17のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の軸線方向中ほどと変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られる

ようにする。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース3内には別に、図12におけるカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形したカウンターシャフト29と同様なカウンターシャフトを回転自在に支持して設け、これを経て歯車変速装置の出力回転を車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置に向かわせること勿論である。

#### 【0112】

以上の実態構成になる図18のごとき歯車変速装置においても前述した実施の形態におけると同様に、3個の遊星歯車組G1,G2,G3を入力軸1の側から、減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に並置したから、以下の作用効果が得られる。

つまり、入力軸1から最も遠い後端に位置することになったダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周におけるリングギヤR3の軸線方向位置のレイアウト自由度が高く、当該リングギヤを図18に示すごとく入力軸1寄りに位置させてピニオンP3に噛合させることができるため、

また、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3と、このキャリアを固定するための第1ブレーキB1（ブレーキハブ23）との間を結合するためのメンバを、ピニオン（P3）軸線方向中程位置において、更に詳しくは、シングルピニオン型遊星歯車組G2の方向へ（前方へ）移動させてピニオンP3に噛合させたリングギヤR3の端面に沿うよう、キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとしたため、

これらリングギヤR3およびアウターメンバOMに邪魔されることなくダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることができる。

これがため図18に示す歯車変速装置は、車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力軸1から遠い側における端部外周（端蓋7）を、エンジンル

ーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得て、図1および図4～図6につき前記したと同様な各種の利点を具えるほかに車載性にも優れたものとなる。

更に、リングギヤR3およびアウターメンバOMの上記配置により第3遊星歯車組G3の後端外周部近傍に生じた大きな空間は、第4サンギヤS4とこれを固定する第2ブレーキB2との間を繋ぐブレーキハブ26の端壁26aを当該空間内へ入り込むよう折曲させることができ、その分、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることが確実に可能になる。

この作用効果は、アウターメンバOMを図18に示すごとくリングギヤR3の外周に被さるように折曲し、その後第2連結メンバM2に沿うよう折曲することで更に顕著となり、第2ブレーキB2をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周に配置しても尚、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることが可能となる。

#### 【0113】

また、3つのクラッチC1,C2,C3のうち、減速用遊星歯車組G1からの出力回転を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2よりなる変速用遊星歯車組に振り分けるための第1クラッチC1および第2クラッチC2を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3よりもシングルピニオン型遊星歯車組G2寄りに配置したから、

これらクラッチC1,C2が入力軸1に近づくような配置となり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞ることができる範囲を、第1クラッチC1および第2クラッチC2の存在にもかかわらず広くすることができ、図18の歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性に関する作用効果を更に顕著なものにすることができる。

また第1および第2クラッチC1,C2の上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組G1に接近することとなって、これら第1および第2クラッチC1,C2と減速用遊星歯車組G1との間を連結するメンバ（中空軸9およびクラッチドラム15）の長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純

化を実現することもできる。

更に、第1および第2クラッチC1,C2の横並び配置によりこれらの作動ピストン19, 20を前記したごとくダブルピストン化することができ、その軸線方向におけるコンパクト化と併せて、ピストン19, 20のリターンスプリングおよび遠心圧キャンセル室を共用化することにより、部品点数の減少および変速機の小型化、更にはコスト低減を実現することも可能である。

【0114】

なお第1および第2クラッチC1,C2を上記配置にしたのに加えて、これらクラッチのクラッチピストン19, 20を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3から遠いシングルピニオン型遊星歯車組G2の側に配置したから、

第1および第2クラッチC1,C2のピストン19, 20がダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周に存在しないこととなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞って、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性を向上させるという作用効果を顕著なものにすることができる。

【0115】

更に、入力軸1の回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2よりなる変速用遊星歯車組（図18では、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3）に直接入力するための第3クラッチC3を減速用遊星歯車組G1の外周に配置したから、

第3クラッチC3が第1および第2クラッチC1,C2よりも更に入力軸1に近い位置に配置される結果、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を確実なものにすることができるほか、3つのクラッチC1,C2,C3の作動油路21, 14に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

【0116】

また上記第3クラッチC3のクラッチピストン13をシングルピニオン型遊星歯

車組G2に近い減速用遊星齒車組G1の側に配置したから、

第3クラッチC3のクラッチピストン13が、上記の配置とした第1および第2クラッチC1,C2のクラッチピストン19, 20と背中合わせの近接配置となり、これら3つのクラッチの作動油路14, 21に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるという上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

【0117】

なお第1、第2クラッチC1,C2の作動油路21を、減速用遊星齒車組G1およびシングルピニオン型遊星齒車組G2間において変速機ケース3に設けた出力齒車支持壁としての中間壁8に形成したから、

変速機ケース3の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）と第1、第2クラッチC1,C2との間に延在させるべき作動油路21を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにしてこれらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

【0118】

また、ダブルサンギヤ型遊星齒車組G3のキャリアPC3を固定する第1ブレーキB1を、シングルピニオン型遊星齒車組G2から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星齒車組G3のサンギヤS4を固定する第2ブレーキB2よりも減速用遊星齒車組G1に近い側に配置したから、

第1ブレーキB1により固定すべきダブルサンギヤ型遊星齒車組G3のキャリアPC3と、第1ブレーキB1との間を連結する連結部材OM、および第2ブレーキB2により固定すべきシングルピニオン型遊星齒車組G2から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星齒車組G3のサンギヤS4と、第2ブレーキB2との間を連結する連結部材26aを、入力軸1から遠いダブルサンギヤ型遊星齒車組G3の側に延在させるに際しこれら連結部材OM, 26aの取り回しが、これらキャリアPC3およびサンギヤS4の位置との関連において容易であると共に、これら連結部材OM, 26aの短縮化によりコスト上および剛性上、並びにスペース効率の点で大いに有利である。

【0119】

第1クラッチC1および第2クラッチC2の作動油路21を出力歯車支持用の中間壁8に形成し、第3クラッチC3の作動油路14をポンプカバー6に形成したから、これら作動油路の全てが、コントロールバルブボディーからの作動油圧を通しやすい変速機ケース3の前部に集中して変速制御回路の無駄を省くことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】 同歯車変速装置における変速用摩擦要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図3】 同歯車変速装置の選択変速段ごとの変速状態を示す共線図である。

【図4】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第1速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第2速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第3速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図5】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第4速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第5速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第6速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図6】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図7】 ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた自動変速機用歯車変速装置において2速で発生するトルク循環を説明するのに用いた説明図である。

【図8】 シンプソン型遊星歯車列およびラビニョオ型複合遊星歯車列の第1速時におけるトルク伝達経路を示し、

(a) は、シンプソン型遊星歯車列の第1速時におけるトルク伝達経路を示す模

式図、

(b) は、ラビニョオ型複合遊星歯車列の第 1 速時におけるトルク伝達経路を示す模式図である。

【図 9】 遊星歯車組のキャリア入力時と、リングギヤ入力時とで、接線力の違いを示す説明図である。

【図 10】 シンプソン型遊星歯車列を用いて歯車変速装置を構成した場合にオーバードライブ変速段を得ようとした時に必要なキャリア入力の実現できないことと、これを実現する本発明の工夫とを説明するための図面で、

(a) は、上記のキャリア入力が可能ない原因であるシンプソン型遊星歯車列の回転メンバ不足を示すための模式図、

(b) は、上記のキャリア入力が可能ない状態を示すシンプソン型遊星歯車列の模式図、

(c) は、上記のキャリア入力を可能にした本発明の工夫を示すダブルサンギヤ型遊星歯車組を示す模式図である。

【図 11】 ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた歯車変速装置とイシマル型遊星歯車列を用いた歯車変速装置との性能比較を示す図である。

【図 12】 図 1 ～ 図 6 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図 13】 本発明の他の実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図 14】 同歯車変速装置の選択変速段ごとの変速状態を示す共線図である。

【図 15】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 1 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第 2 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第 3 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図である。

【図 16】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 4 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第 5 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第 6 速時のトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図である。

【図 17】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図 13 と同様なスケルトン図である。

【図 18】 図 13 ～図 17 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【符号の説明】

G1 第 1 遊星歯車組 (減速用遊星歯車組)

G2 第 2 遊星歯車組 (シングルピニオン型遊星歯車組)

G3 第 3 遊星歯車組 (ダブルサンギヤ型遊星歯車組)

M1 第 1 連結メンバ

M2 第 2 連結メンバ

C1 第 1 クラッチ

C2 第 2 クラッチ

C3 第 3 クラッチ

B1 第 1 ブレーキ

B2 第 2 ブレーキ

Input 入力部

1 入力軸

Output 出力部

2 出力歯車

S1 第 1 サンギヤ

R1 第 1 リングギヤ

P1 第 1 ピニオン

P1a 第 1 ピニオン

P1b 第 1 ピニオン

PC1 第 1 キャリア PC1

S2 第 2 サンギヤ

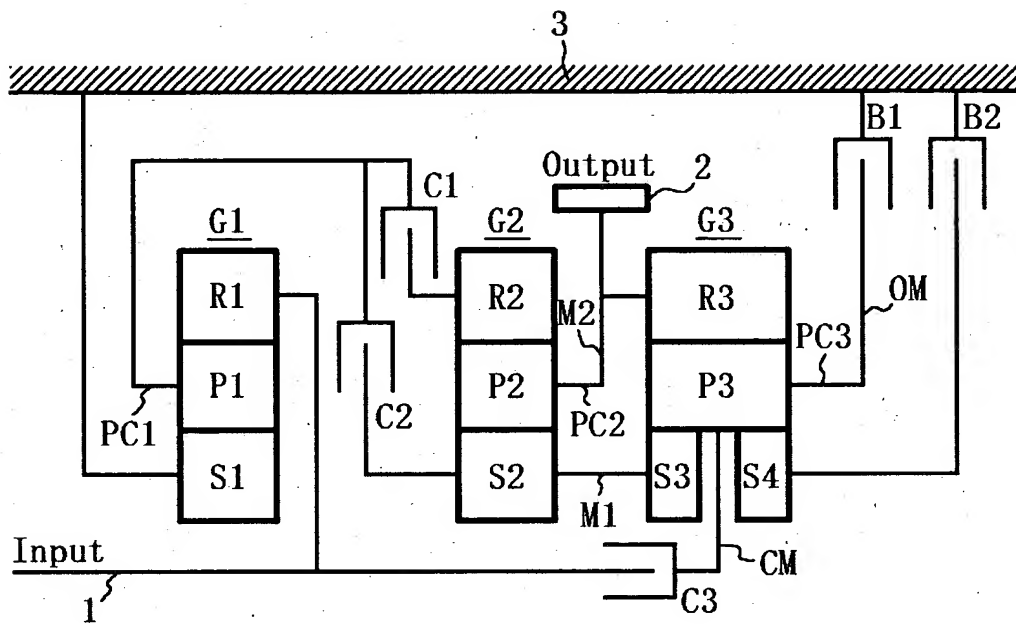
R2 第 2 リングギヤ

- P2 第2ピニオン
- PC2 第2キャリア
- S3 第3サンギヤ
- S4 第4サンギヤ
- P3 第3ピニオン
- PC3 第3キャリア
- R3 第3リングギヤ
- CM センターメンバ
- SM サイドメンバ
- OM アウターメンバ
- ENG エンジン（動力源）
- T/C トルクコンバータ
- 3 変速機ケース
- 4 中間軸
- 5 ポンプハウジング
- 6 ポンプカバー
- 7 端蓋
- 8 中間壁（出力歯車支持壁）
- 9 中空軸
- 9a ドラム状連結部材
- 10 フランジ
- 11 クラッチドラム
- 12 クラッチパック
- 13 クラッチピストン
- 14 第3クラッチ作動油路
- 15 クラッチドラム
- 16 クラッチパック
- 17 クラッチハブ
- 18 クラッチパック

- 19 クラッチピストン
- 20 クラッチピストン
- 21 第1クラッチまたは第2クラッチ作動油路
- 22 筒状連結メンバ
- 23 ブレーキハブ
- 24 ブレーキパック
- 25 ブレーキピストン
- 26 ブレーキハブ
- 26a ブレーキハブ後端壁
- 27 ブレーキパック
- 28 ブレーキピストン
- 29 カウンターシャフト
- 30 カウンターギヤ
- 31 ファイナルドライブピニオン
- 32 クラッチハブ

【書類名】 図面

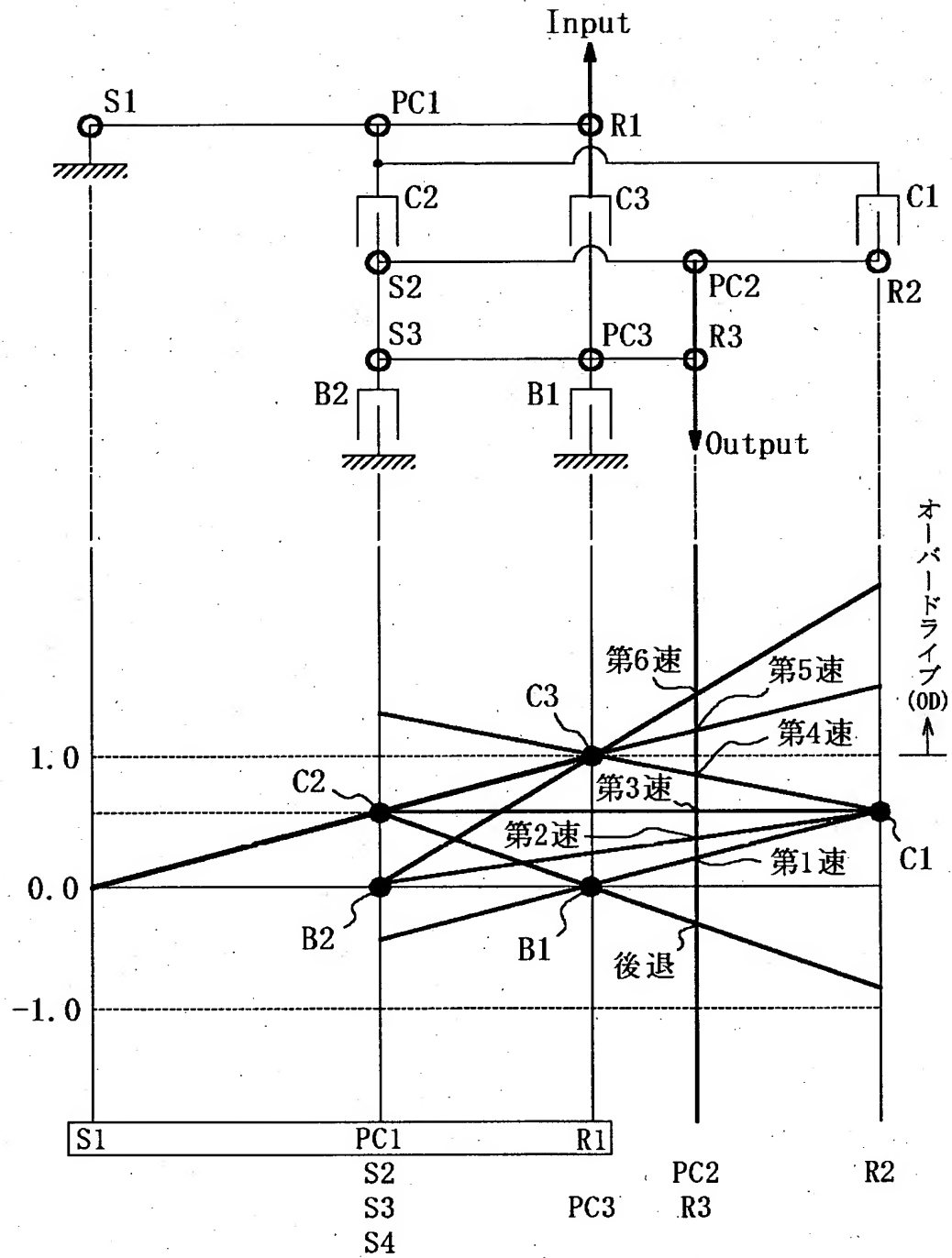
【図 1】



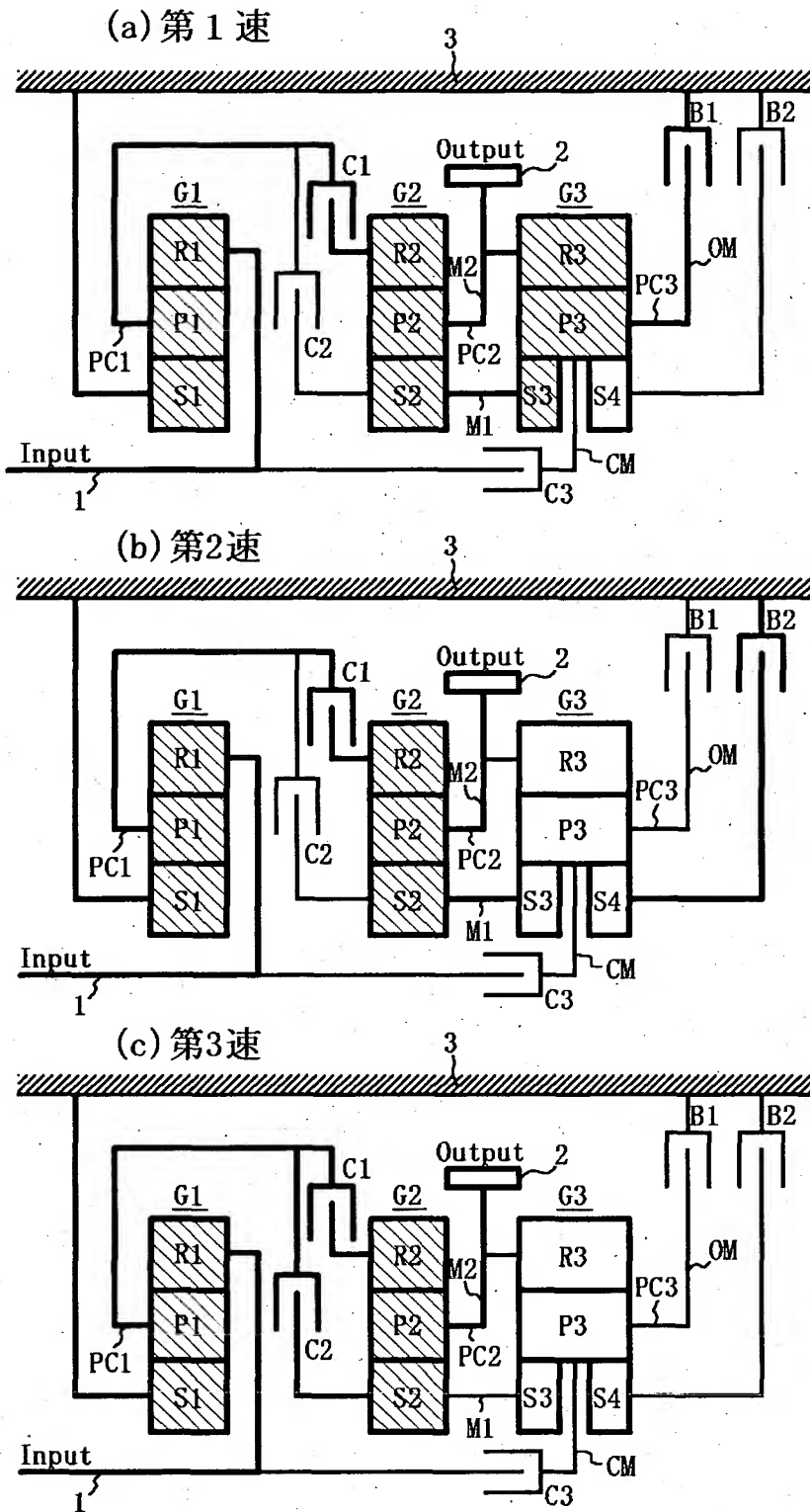
【図 2】

摩擦要素 变速段		C1	C2	C3	B1	B2	5.5	6.0	6.5	7.0
前進	第1速	○			○		4.060	4.260	4.583	4.782
	第2速	○				○	2.192	2.360	2.500	2.773
	第3速	○	○				1.538	1.600	1.677	1.818
	第4速	○		○			1.153	1.164	1.170	1.205
	第5速		○	○			0.891	0.870	0.862	0.824
	第6速			○		○	0.741	0.714	0.714	0.678
後退			○		○		4.396	4.000	4.167	3.828
						α 1	0.350	0.375	0.400	0.450
						α 2	0.350	0.400	0.400	0.475
						α 3	0.425	0.475	0.500	0.525

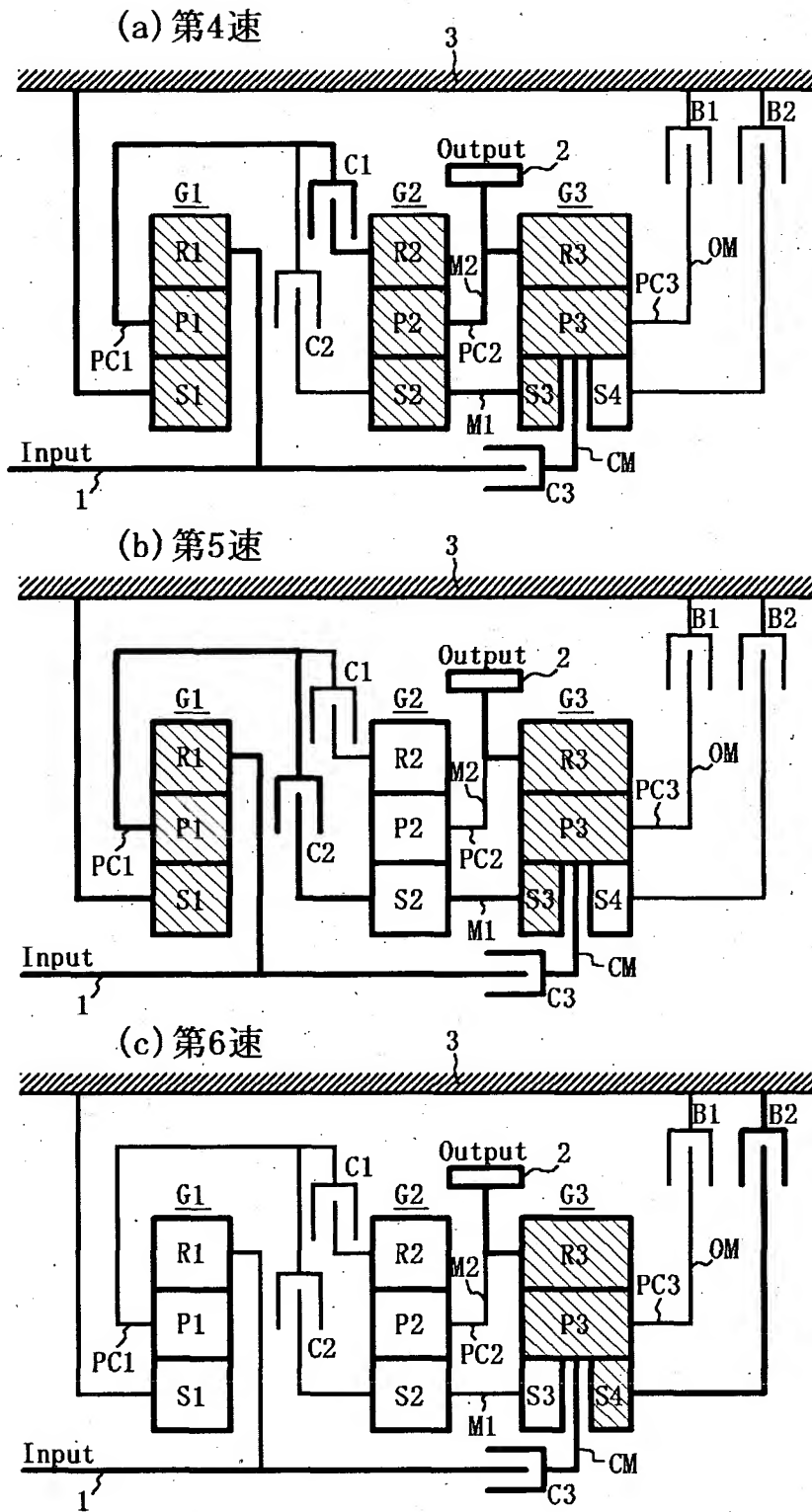
【図3】



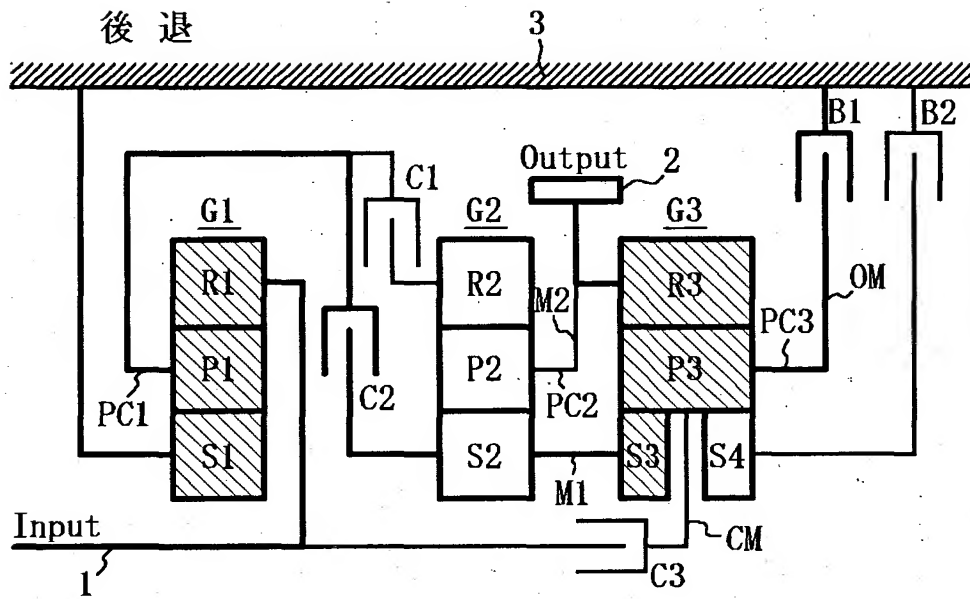
【図 4】



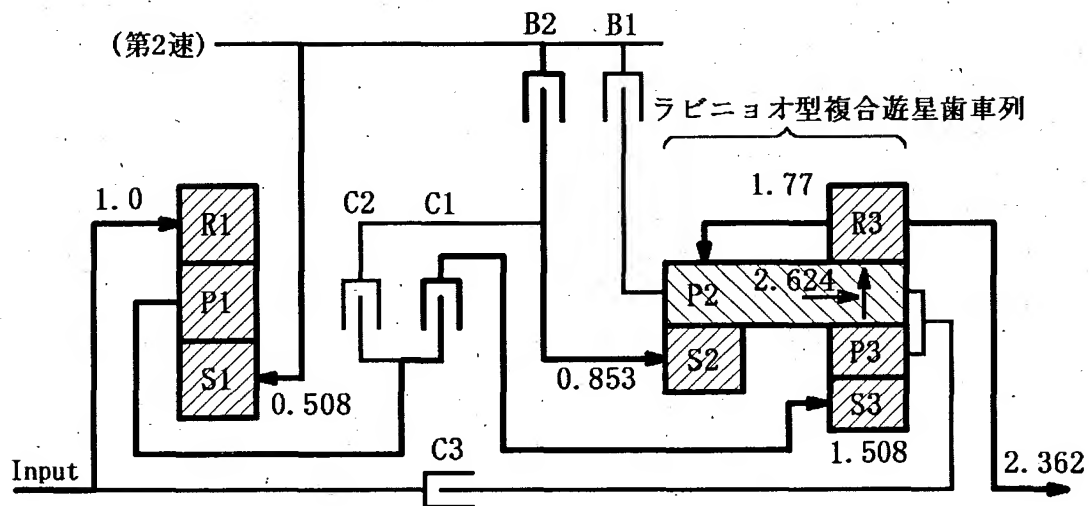
【図5】



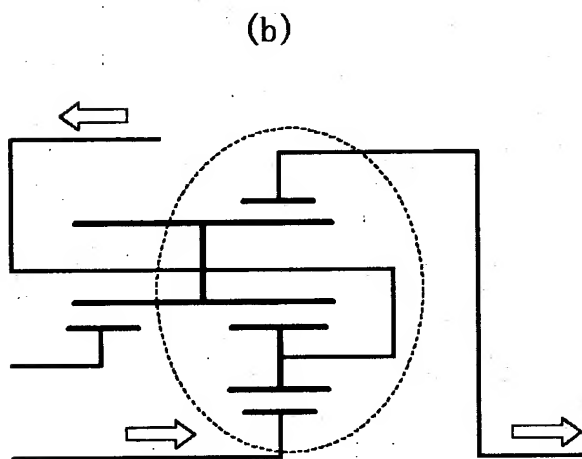
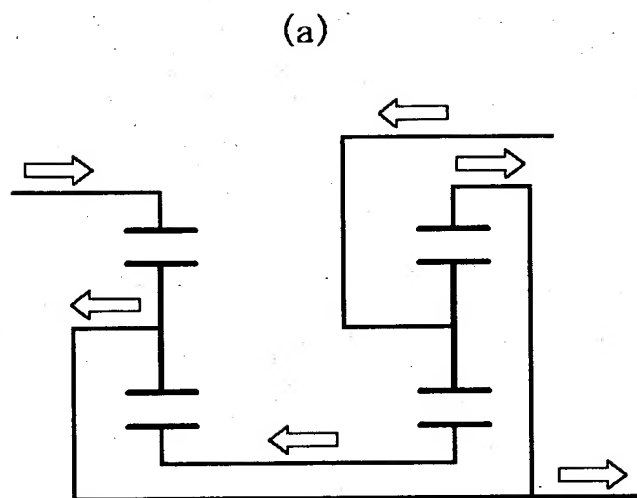
【図6】



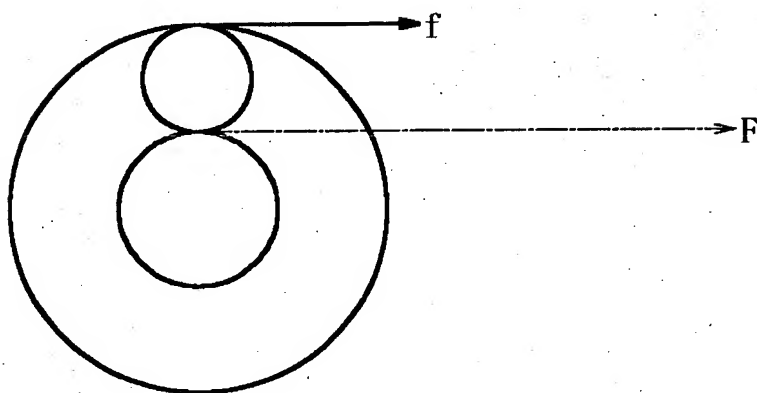
【図7】



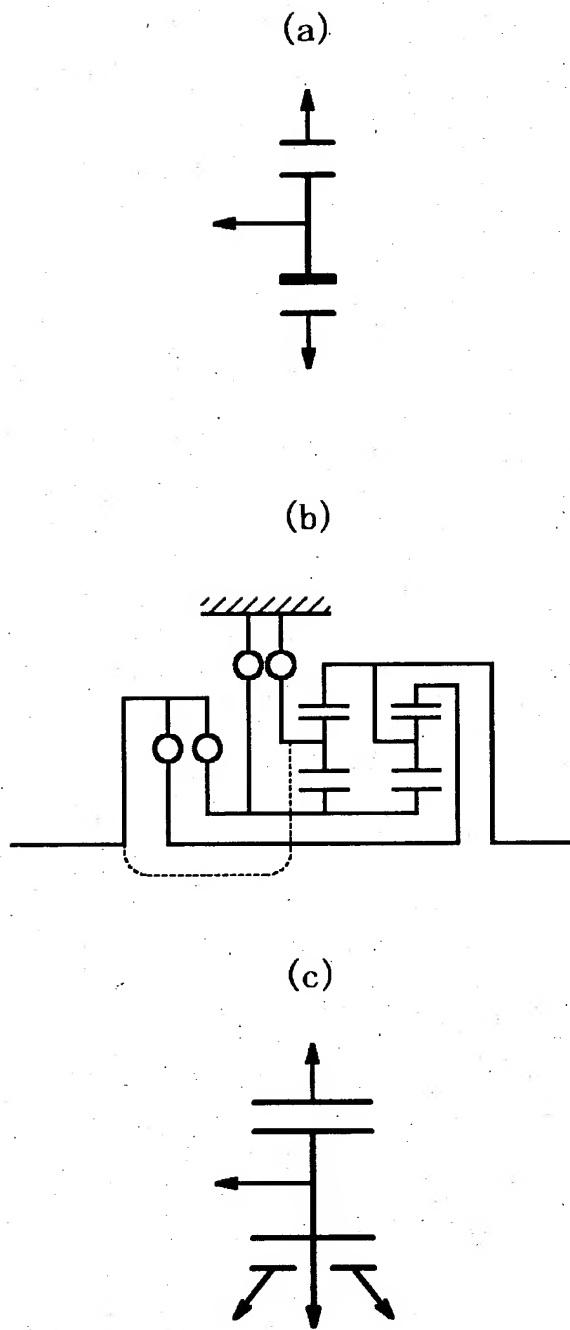
【図 8】



【図 9】



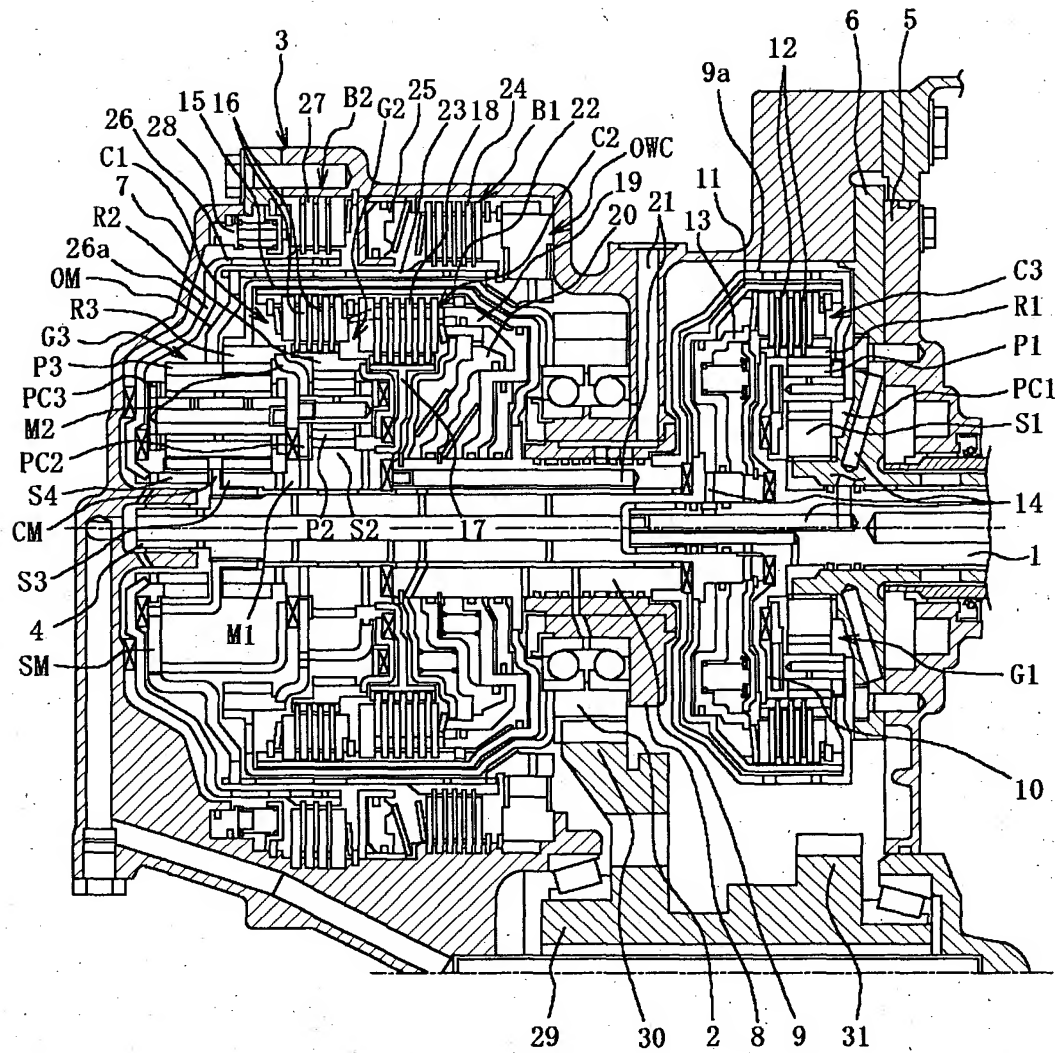
【図 1 0】



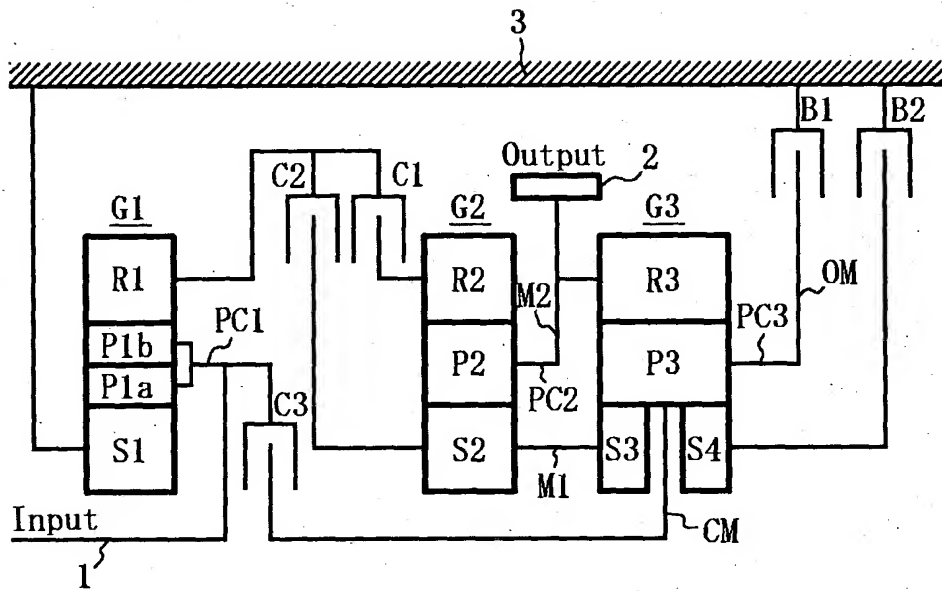
【図11】

		6 速					
		レシオカバレッジ:1			レシオカバレッジ:2		
		ラビニョオ 型	イシマル型		ラビニョオ 型	イシマル型	
			減速 ダブル ピニオン	減速 シングル ピニオン		減速 ダブル ピニオン	減速 シングル ピニオン
遊星歯車比	$\alpha 1$	0.575	0.350	0.550	0.650	0.425	0.625
	$\alpha 2$	0.375	0.350	0.500	0.475	0.350	0.550
	$\alpha 3$	0.350	0.500	0.375	0.350	0.500	0.350
変速比	第1速	4.500	4.505	4.392	4.714	5.093	5.072
	第2速	2.373	2.308	2.325	2.637	2.609	2.519
	第3速	1.575	1.538	1.550	1.650	1.739	1.625
	第4速	1.146	1.136	1.148	1.160	1.170	1.141
	第5速	0.880	0.891	0.883	0.842	0.872	0.881
	第6速	0.727	0.741	0.727	0.678	0.741	0.741
	後退	4.200	4.395	4.133	3.474	4.969	4.634
段間比	第1速/第2速	1.896	1.952	1.889	1.788	1.952	2.013
	第2速/第3速	1.507	1.501	1.500	1.598	1.500	1.550
	第3速/第4速	1.374	1.354	1.356	1.422	1.488	1.424
	第4速/第5速	1.302	1.275	1.294	1.378	1.342	1.295
	第5速/第6速	1.210	1.202	1.215	1.242	1.177	1.189
前後進比	後退/第1速	0.933	0.976	0.941	0.737	0.976	0.914
伝達効率	第1速	0.968	0.969	0.974	0.968	0.989	0.974
	第2速	0.950	0.968	0.972	0.952	0.968	0.972
	第3速	0.993	0.988	0.993	0.993	0.988	0.993
	第4速	0.982	0.987	0.989	0.983	0.988	0.989
	第5速	0.989	0.988	0.989	0.989	0.989	0.990
	第6速	0.993	0.993	0.993	0.993	0.993	0.993
	第7速						
締結要素 トルク分担	後退	0.978	0.973	0.978	0.978	0.973	0.978
	C1	1.575	1.203	1.550	1.650	1.175	1.625
	C2	1.575	1.538	1.550	1.650	1.739	1.625
	C3	1.209	1.538	1.214	1.243	1.739	1.190
	B1	5.775	0.769	5.683	5.124	0.909	6.268
	B2	0.798	5.934	0.775	0.987	6.708	0.894
OWC採用時の締結 要素増加個数	合計	10.932	10.982	10.772	10.654	12.270	11.602
	OWC1	0	0	0	0	0	0
	OWC2	1	1	1	1	1	1
レシオカバレッジ	OWC3	2	2	2	2	2	2
	最小	4.81	5.08	4.81	4.81	5.08	4.81
直結モード	最大	7.20	9.02	7.80	7.20	9.02	7.80
		無し	無し	無し	無し	無し	無し
7 速 比		可能	可能	可能	可能	可能	可能

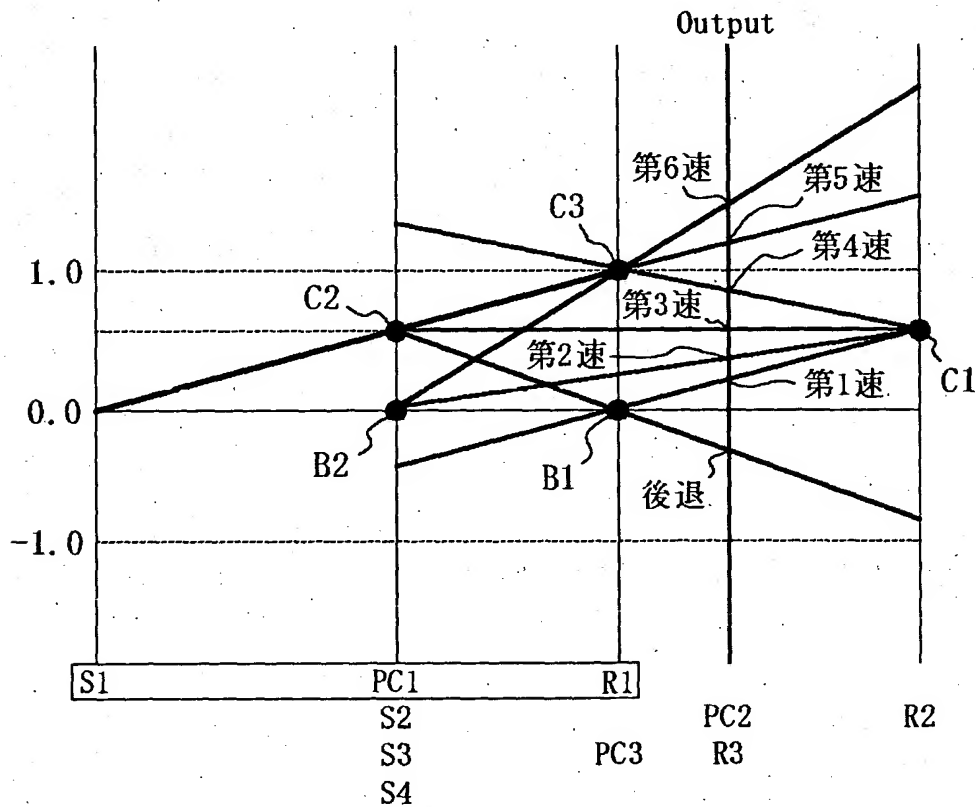
【図12】



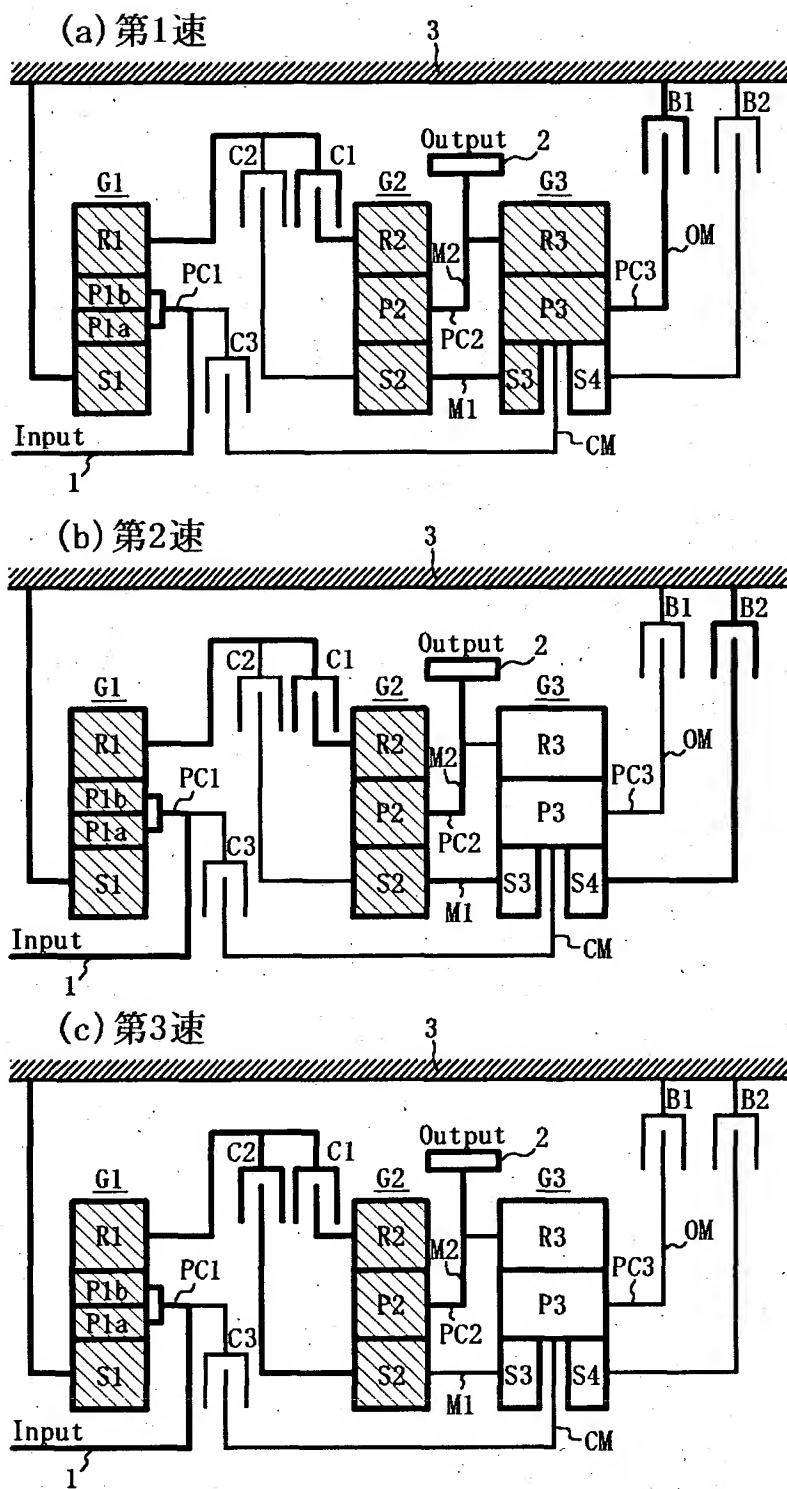
【図13】



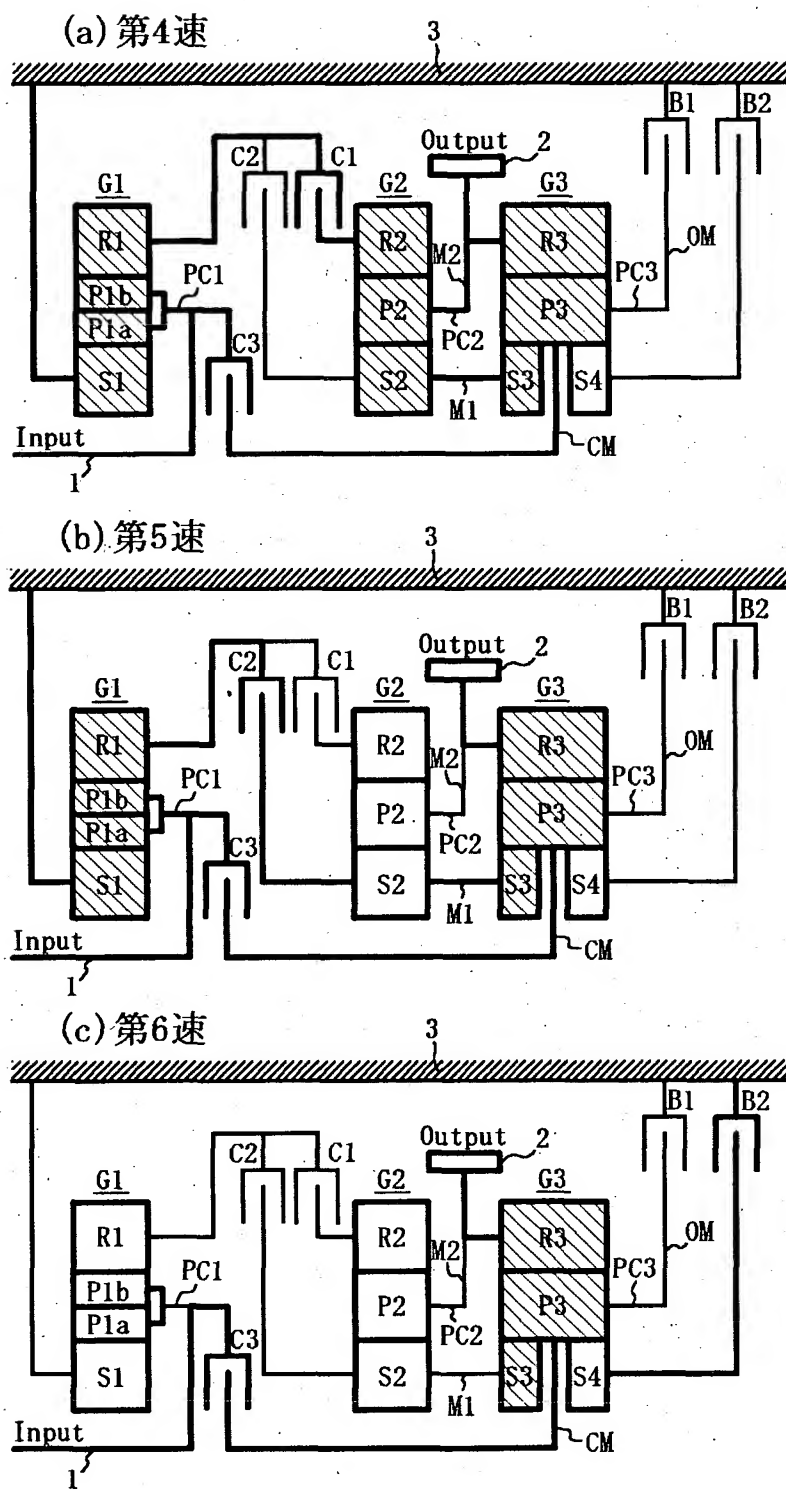
【図14】



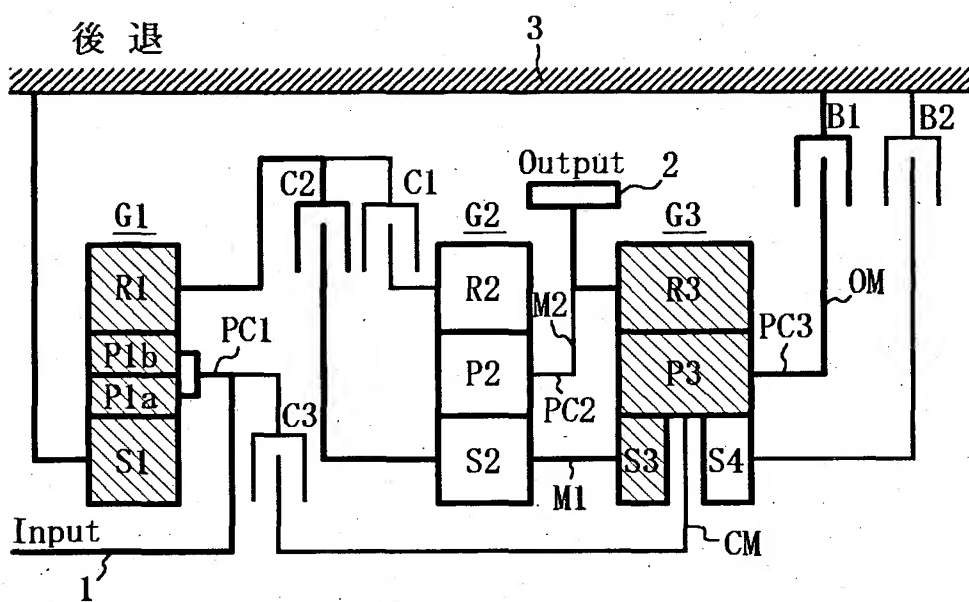
【図15】



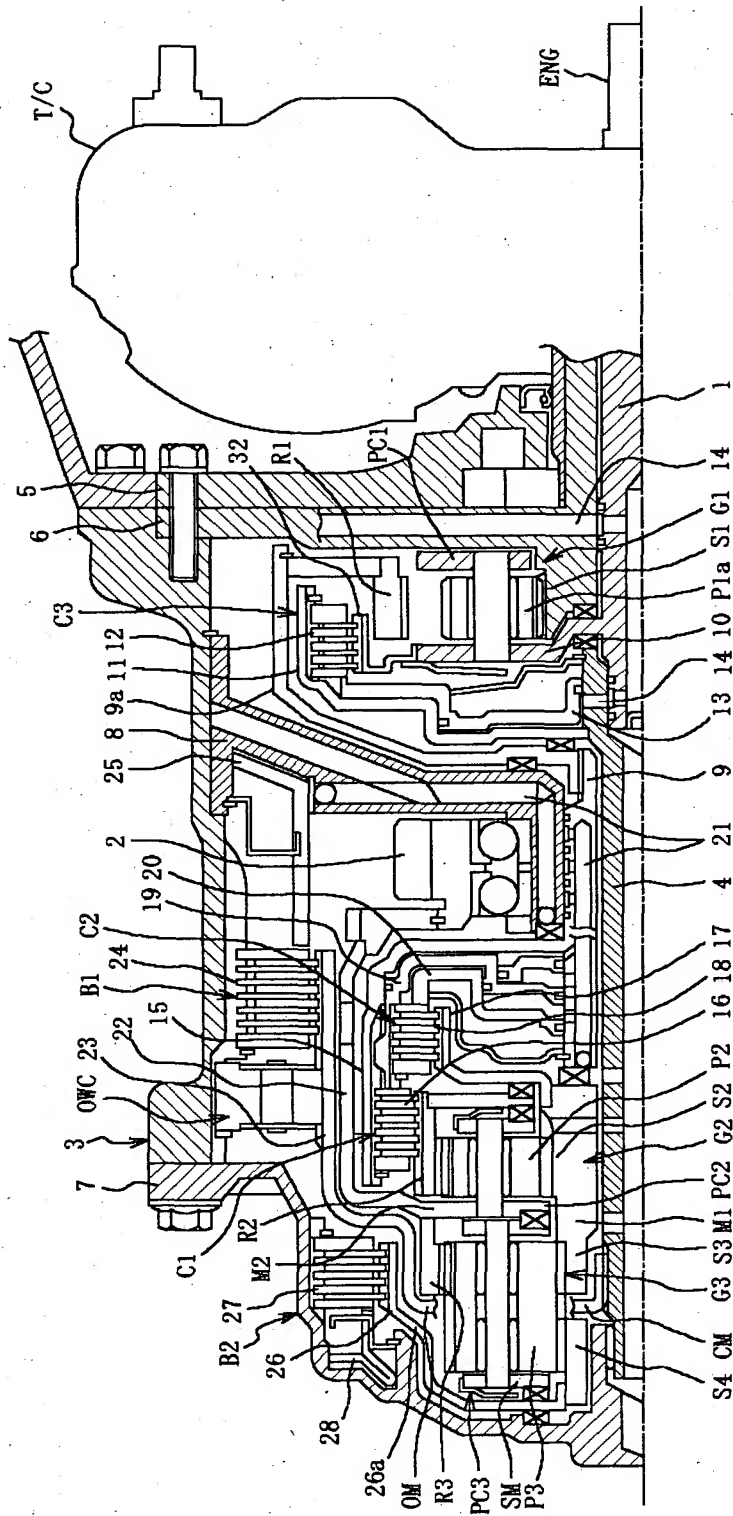
【図 16】



【図17】



【図18】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 シンプソン型遊星歯車列の強度上の利点はそのままに0/D変速段を出力部の平行軸配置に頼ることなく実現し、且つ、変速機ケースの後端部外径を絞り得る構成にする。

【解決手段】 入力軸1の側から減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に並置し、これらとクラッチC1～C3およびブレーキB1,B2とにより、入力軸1および出力歯車2の同軸配置が可能で、0/D変速段を含む前進6速を実現可能な歯車変速装置となす。後端におけるG3のリングギヤR3を入力軸寄りに位置させてピニオンP3に噛合させ、G3のキャリアPC3と、これを固定する第1ブレーキB1（ハブ23）との間を結合するメンバOMを、P3の軸線方向中程においてR3の端面に沿うようPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとする。よってG3の後端部外周近傍に大きな空間が発生し、サンギヤS4および第2ブレーキB2間を繋ぐブレーキハブ端壁26aを当該空間内へ入り込むよう折曲させ得るため、G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞ることができ、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないようにし得る。

【選択図】 図12

出願人履歴情報

識別番号

[000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日

[変更理由] 名称変更

住 所 静岡県富士市今泉700番地の1

氏 名 ジヤトコ株式会社